

Diseño y Cálculo de una Plataforma Off-Shore para Facilitar el Acceso al mar a Personas con Movilidad Reducida

Trabajo Final de Grado



Facultat de Nàutica de Barcelona
Universitat Politècnica de Catalunya

Trabajo realizado por:
Guillem Larred Plaza

Dirigido por:
Francisco Daniel Yebra Folgueral

Grado en Ingeniería en Sistemas y Tecnología Naval

Barcelona, Octubre 2015

Departamento de Ciencias e Ingeniería Náuticas



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA
BARCELONATECH
Facultat de Nàutica de Barcelona

Agradecimientos

En primer lugar, agradecer a mi familia y, en especial, a mi madre el apoyo recibido por estos 4 años de estrés y angustia que sufrimos, juntos, en algunas ocasiones. También agradezco haber estudiado en un entorno académico dónde los profesores te hacían sentir bien recibido en su despacho cuando tenías una consulta. Agradezco el empeño de la junta directiva de la Facultad de Náutica por intentar acercarnos a todos los temas eventuales del sector marítimo, mediante instructivas charlas y conferencias de ponentes profesionales del sector, pese no haber podido asistir a todas, gracias.

En lo que a TFG se refiere, agradezco la colaboración de mi tutor Francisco Daniel Yebra Folgueral por el trato y la atención recibidos y, también, agradecer los consejos técnicos del Jefe de estudios Xavier Martínez Garcia.

Resumen

Este proyecto tiene como misión aportar una mejora de vida a aquellos colectivos que padecen algún tipo de minusvalía, expandiendo sus límites de autonomía hasta aguas someras, donde poder disfrutar de un baño en el mar. Consecuentemente, también supondrá un acceso más fácil y seguro para aquellas personas que la entrada al mar les representa una tarea dificultosa y/o peligrosa, como son las mujeres en estado de embarazo y la gente de la tercera edad.

El diseño de una plataforma flotante conectada al paseo marítimo y adaptada para este fin, será el objetivo principal del proyecto, evitando el terreno arenoso e irregular, rocas, golpes de ola frontales, resacas y, sobretudo, las habituales pendientes abruptas que se hallan al principio de la orilla.

El sistema modular de algunas plataformas que están en el mercado será estudiado para su posterior aplicación, ya que supone una serie de ventajas beneficiosas para el presente proyecto.

La adaptación de una silla hidráulica para discapacitados a la plataforma, será otro de los puntos relevantes del proyecto, debido a que será el medio de descenso a la zona de baño por excelencia, beneficioso sobre todo para aquellos usuarios que precisan de una silla de ruedas para desplazarse.

Se hace imprescindible para el cálculo estructural de este proyecto el uso de programas CAE basados en el sistema de elementos finitos, además de otros recursos; según el grado de complejidad de la estructura a analizar.

Abstract

The mission of the project is to improve the lives of those groups who have a disability, expanding their limits of autonomy to shallow waters, where someone can enjoy a swim in the sea. Consequently, it will see an easier and safer access for those people who represent them into the sea a difficult and/or dangerous task, such as women who are pregnant and elderly people.

The design of a floating platform connected to the promenade and adapted for this purpose, will be the main objective of the project, avoiding sandy and uneven terrain, rocks, shock wave front, undertow and, above all, steep slopes that are common to principle of the shore.

The modular system of some platforms that are on the market will be studied for further implementation, as it involves a number of beneficial advantages for this project.

Adapting a hydraulic chair for disabled to the platform is another of the highlights of project, because it will be the means of transport down to the bathing area par excellence, especially beneficial for users who require a wheelchair to move.

It is essential for the structural design of the project using programs CAE based finite element methods, and other resources; depending on the complexity of the structure to be analyzed.

Tabla de contenidos

AGRADECIMIENTOS	III
RESUMEN	V
ABSTRACT	VI
LISTADO DE FIGURAS	XI
LISTADO DE TABLAS	XIV
ABREVIACIONES, DEFINICIONES Y SÍMBOLOS	XVI
 <u>CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN</u>	 <u>1</u>
 1.1 DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO	 1
1.2 OBJETIVOS Y ALCANCE DEL TRABAJO	2
1.3 CLASIFICACIÓN DE PLATAFORMAS FLOTANTES DESTINADAS AL OCIO Y A ACTIVIDADES RECREATIVAS	3
1.3.1 PLATAFORMAS DE SISTEMA MODULAR	3
1.3.2 PLATAFORMAS DE BLOQUES	4
1.3.3 PLATAFORMAS NO RÍGIDAS	5
1.4 DESCRIPCIÓN DEL TIPO DE PLATAFORMA ELEGIDO: DE SISTEMA MODULAR	6
1.4.2 OPERACIÓN DE ENSAMBLAJE BÁSICO	9
 <u>CAPÍTULO 2. DISEÑO DEL MFE</u>	 <u>13</u>
 2.1 DISEÑO PRELIMINAR	 13
2.1.1 PROCEDIMIENTO	13
2.2 ESCANTILLÓN DEL CUERPO CÚBICO	16
2.2.2 FÓRMULAS DE ROARK	18
2.2.3 FIABILIDAD DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS MEDIANTE LAS FÓRMULAS DE ROARK	18

2.2.4 CONDICIÓN DE CARGA	21
2.2.5 RESULTADOS	22
2.3 ESPESOR DE LOS ANILLOS DE UNIÓN: MÉTODO DE LA RIGIDEZ	23
2.3.1 DESCRIPCIÓN DEL MÉTODO	24
2.3.2 DEFINIENDO EL PROBLEMA	26
2.3.2.2 SECCIÓN DEL CUERPO DEL MFE	28
2.3.2.3 SECCIÓN DE UNIÓN ENTRE MÓDULOS	29
2.3.2.4 TAMAÑO DEL ELEMENTO DE MALLA	32
2.3.3 EL MÉTODO DE LA RIGIDEZ EN EXCEL VERIFICADO CON RAMSERIES	33
2.3.4 SITUACIÓN DE CARGA HORIZONTAL	36
2.3.4.1 RESULTADOS	37
2.3.5 SITUACIÓN DE CARGA VERTICAL	37
2.3.5.2 RESULTADOS	38
<u>CAPÍTULO 3. MATERIAL Y MÓDULO RESISTENTE</u>	<u>41</u>
3.1 PRINCIPIOS DE LA MECÁNICA APLICADOS	41
3.2 POLIETILENO DE ALTA DENSIDAD	42
3.2.1 HDPE'S DEL MERCADO	43
<u>CAPÍTULO 4. DISEÑO DEL PIN CONECTOR</u>	<u>45</u>
4.1 ESPESOR DEL TUBO PASANTE	45
4.1.2 ANÁLISIS ESTRUCTURAL MEDIANTE RAMSERIES	46
4.1.3 RESULTADOS	48
4.2 DISEÑO DEL SISTEMA DE FIJACIÓN: ESPESOR DE LOS 4 ELEMENTOS DE FIJACIÓN	48
4.2.2 VALIDACIÓN DEL ESCANTILLÓN DE LOS CHAFLANES DEL MFE	50

4.2.2.2 RESULTADOS Y SOLUCIÓN ALTERNATIVA	51
---	----

CAPÍTULO 5. ESTABILIDAD DEL ARTEFACTO FLOTANTE	53
---	-----------

5.1 METODOLOGÍA EMPLEADA	53
---------------------------------	-----------

5.2 CRITERIOS DE ESTABILIDAD APLICADOS	54
---	-----------

5.3 SITUACIÓN DE EQUILIBRIO	56
------------------------------------	-----------

5.3.1 SUBUNIDAD 1	56
-------------------	----

5.3.1.1 CASO 1: 4 MÓDULOS Y 1 NIVEL	56
-------------------------------------	----

5.3.1.2 CASO 2: 4 MÓDULOS Y 2 NIVELES	57
---------------------------------------	----

5.3.1.3 CASO 3: 16 MÓDULOS Y 1 NIVEL	58
--------------------------------------	----

5.3.1.4 CASO 4: 16 MÓDULOS Y 2 NIVELES	59
--	----

5.3.2 SUBUNIDAD 2	60
-------------------	----

5.3.2.2 CASO 1: 56 MÓDULOS Y 2 NIVELES	62
--	----

5.4 ESTABILIDAD DINÁMICA	64
---------------------------------	-----------

5.4.1 SUBUNIDAD 1: CASO 4	64
---------------------------	----

5.4.2 SUBUNIDAD 2: CASO 1	69
---------------------------	----

5.4.2.2 TABULACIÓN ÁNGULO DE ESCORA VS ALTURA DE LA OLA	70
---	----

CAPÍTULO 6. COMPLEMENTOS Y HERRAMIENTAS	71
--	-----------

6.1 DISEÑO DE LA LLAVE DE ENSAMBLAJE	71
---	-----------

6.1.2 LONGITUD DEL MANGO	72
--------------------------	----

6.1.2.2 RESULTADOS	75
--------------------	----

6.1.3 RIGIDEZ DE LA LLAVE	76
---------------------------	----

6.1.3.1 RESULTADOS DEL MANGO	76
------------------------------	----

6.1.3.2 RESULTADOS DEL VÁSTAGO	79
--------------------------------	----

6.2 DISEÑO DE UNA SILLA HIDRÁULICA ADAPTADA A LA PLATAFORMA MODULAR	80
6.2.1 DESCRIPCIÓN	80
6.2.2 FUNCIONAMIENTO	82
6.2.2.1 OPERACIÓN DE DESCENSO	82
6.2.2.2 OPERACIÓN DE ASCENSO	82
6.2.3 CARACTERÍSTICAS GENERALES	82
6.2.4 DISEÑO PRELIMINAR	83
6.2.4.1 CRITERIOS DE DISEÑO	83
6.2.4.2 PRIMERAS IDEAS	84
6.2.5 CÁLCULO ESTRUCTURAL	87
6.2.5.2 RESULTADOS	88
6.2.6 DISEÑO FINAL	89
6.2.7 ESTRUCTURA DE ANEXIÓN A LA PLATAFORMA	91
CONCLUSIONES	95
BIBLIOGRAFÍA	97
ANEXO 1 REGRESIONES LINEALES DEL ESTUDIO DE MERCADO	99
ANEXO 2 INFORMES DE ESTABILIDAD	103
A2.1 SUBUNIDAD 1: CASO 1	103
A2.2 SUBUNIDAD 1: CASO 2	106
A2.3 SUBUNIDAD 1: CASO 3	109
A2.4 SUBUNIDAD 1: CASO 4	112
A2.5 SUBUNIDAD 2: CASO 1	116
ANEXO 3 ESTRUCTURA ENTRE NIVELES (EMPARRILLADO)	121

Listado de figuras

FIGURA 1. PRIMERA IDEA DEL PROYECTO QUE SE PRETENDE TRANSMITIR	2
FIGURA 2. PLATAFORMA DE SISTEMA MODULAR - FUENTE: INTERNET	4
FIGURA 3. PLATAFORMA DE BLOQUES - FUENTE: INTERNET	5
FIGURA 4. PLATAFORMA NO RÍGIDA - FUENTE: INTERNET	6
FIGURA 5. TOBOGÁN (IZQUIERDA) Y SILLA (DERECHA) CON ADAPTACIÓN A LA PLATAFORMA - FUENTE: INTERNET	7
FIGURA 6. UNIDAD DE FLOTACIÓN BÁSICA DOBLE - FUENTE: INTERNET	9
FIGURA 7. ENSAMBLAJE BÁSICO DE LOS MFE	10
FIGURA 8. CHAFLÁN Y MUESCA DE UNA ESQUINA DEL MÓDULO	11
FIGURA 9. PRIMER ESBOZO DEL MÓDULO	16
FIGURA 10. VISTA DE LA SECCIÓN DE UN MFE SOMETIDO A LA CARGA DE UNA PERSONA CON UN PIÉ DE APOYO	17
FIGURA 11. FÓRMULAS DE ROARK PARA UNA CARGA DISTRIBUIDA EN UNA REGIÓN LIMITADA Y LA TENSIÓN MÁXIMA GENERADA EN UNA ÁREA RECTANGULAR - FUENTE (C. YOUNG & G. BUDYNAS, 2002) [1]	18
FIGURA 12. FÓRMULAS DE ROARK PARA LA TENSIÓN Y EL DESPLAZAMIENTO MÁXIMO QUE SUFRE UN ÁREA RECTANGULAR SOMETIDA A UNA CARGA DISTRIBUIDA POR TODA ELLA - FUENTE: (C. YOUNG & G. BUDYNAS, 2002) [1]	20
FIGURA 13. DIAGRAMA DE LOS DESPLAZAMIENTO (IZQUIERDA) Y TENSIONES (DERECHA); RAMSERIES	21
FIGURA 14. SISTEMA DE ECUACIONES MATRICIAL DE UN ELEMENTO (2 NUDOS) - FUENTE: CERVERA RUIZ, M., & BLANCO DÍAZ, E. (2002) [3]	25
FIGURA 15. EXPRESIÓN GENERAL PARA CAMBIAR DE BASE LA MATRIZ DE RIGIDEZ LOCAL (K') A LA MATRIZ DE RIGIDEZ GLOBAL (K) - FUENTE: CERVERA RUIZ, M., & BLANCO DÍAZ, E. (2002) [3]	26
FIGURA 16. TRAMO DE MÓDULOS SUSPENDIDO ENTRE DOS CRESTAS DE OLA HARMÓNICA	27
FIGURA 17. ACORTAMIENTO DEL TRAMO SUSPENDIDO DEBIDO AL DESPLAZAMIENTO	27
FIGURA 18. TRAMO DE MÓDULOS SUSPENDIDO PERO CON CIERTA FLEXIBILIDAD	28
FIGURA 19. SECCIÓN DEL CUERPO DEL MFE	29
FIGURA 20. SECCIÓN DE LOS ANILLOS DE UNIÓN CON MENOR INERCIA	30
FIGURA 21. SECCIÓN DEL TRAMO DE APOYO	31
FIGURA 22. COMPORTAMIENTO DE LA ESTRUCTURA CUANDO SE LA SOMETE A CARGAS IMPORTANTES. DIBUJO EXAGERADO PARA UNA MEJOR VISUALIZACIÓN.	31
FIGURA 23. REPRESENTACIÓN DE 15 MFE'S EN FORMA DE VIGA BIAPOYADA	32
FIGURA 24. SECCIÓN CUADRADA HUECA EXTRAÍDA DE LA BIBLIOTECA DE "RAMSERIES"	33
FIGURA 25. REPRESENTACIÓN DE LAS CARGAS APLICADAS SOBRE LOS NODOS PERTINENTES	38
FIGURA 26. DIRECCIÓN Y SENTIDO DE LAS PRESIONES SEGÚN LA DISPOSICIÓN DE LOS ANILLOS DE UNIÓN, CASO 1; DIRECCIÓN PERPENDICULAR AL PLANO DE LA FOTOGRAFÍA.	46
FIGURA 27. DIRECCIÓN Y SENTIDO DE LAS PRESIONES SEGÚN LA POSICIÓN DE LOS ANILLOS DE UNIÓN, CASO 2; DIRECCIÓN PERPENDICULAR AL PLANO DE LA FOTOGRAFÍA	46
FIGURA 28. VISUALIZACIÓN DE LAS CARGAS EN EL TUBO PASANTE MEDIANTE "RAMSERIES"	47
FIGURA 29. DIAGRAMA DE LA DISTRIBUCIÓN DE LAS TENSINOS SUFRIDAS, CASO 1(DERECHA), CASO 2 (IZQUIERDA)	47

FIGURA 30. ESQUEMA DE LA OPERACIÓN DE FIJACIÓN DE 1 DE LOS 4 ELEMENTOS DE FIJACIÓN	49
FIGURA 31. DISTANCIA QUE EL ELEMENTO DE FIJACIÓN PENETRA EN EL CHAFLÁN	51
FIGURA 32. DISTRIBUCIÓN DE LAS TENSIONES MÁXIMAS EN EL CHAFLÁN DURANTE LA OPERACIÓN DE FIJACIÓN	51
FIGURA 33. CRITERIOS DE ESTABILIDAD APLICADOS A UN BUQUE DE PASAJE. FUENTE: NORMATIVA DNV [5]	55
FIGURA 34. CONFIGURACIÓN CORRECTA (IZQUIERDA) E INCORRECTA (DERECHA)	56
FIGURA 35. SITUACIÓN DE EQUILIBRIO SUBUNIDAD 1: CASO 1	57
FIGURA 36. SITUACIÓN DE EQUILIBRIO SUBUNIDAD 1: CASO 2	58
FIGURA 37. SITUACIÓN DE EQUILIBRIO SUBUNIDAD 1: CASO 3	59
FIGURA 38. SITUACIÓN DE EQUILIBRIO SUBUNIDAD 1: CASO 4	60
FIGURA 39. CONFIGURACIÓN MODULAR DE LA SUBUNIDAD 2	61
FIGURA 40. DIMENSIONES DE LA SUBUNIDAD 2: CASO 1	62
FIGURA 41. SITUACIÓN DE EQUILIBRIO SUBUNIDAD 2: CASO 1	62
FIGURA 42. SITUACIÓN DE EQUILIBRIO SUBUNIDAD 2: CASO 1 CON ÁNGULO DE TRIMAJE CORREGIDO	63
FIGURA 43. GRÁFICA 1. CURVA DEL BRAZO ADRIZANTE SUBUNIDAD 1: CASO 1	64
FIGURA 44. GRÁFICA 2. CURVA DEL BRAZO ADRIZANTE SIMÉTRICA SUBUNIDAD 1: CASO 1	65
FIGURA 45. GRÁFICA 3. CURVA DEL BRAZO ADRIZANTE SUBUNIDAD 1: CASO 1, PERO CON UN CG MÁS BAJO	66
FIGURA 46. ALTURAS SIGNIFICATIVAS Y PERIODOS REGISTRADOS EN EL 2007 EN EL LITORAL CATALÁN. FUENTE: IDAE	67
FIGURA 47. MAGNITUD DE LA SUBUNIDAD 1 CON LA REFERENCIA A ESCALA DE UNA PERSONA	68
FIGURA 48. GRÁFICA 4. CURVA DEL BRAZO ADRIZANTE SUBUNIDAD 2: CASO 1 CON EL CONTRAPESO	69
FIGURA 49. REPRESENTACIÓN ISOMÉTRICA DE LA APLICACIÓN DE LAS FUERZAS Y REACCIONES QUE SE DAN EN LA OPERACIÓN DE FIJACIÓN	72
FIGURA 50. REPRESENTACIÓN 2D DEL PROBLEMA ESTÁTICO PLANTEADO	73
FIGURA 51. REPRESENTACIÓN DE LA DESCOMPOSICIÓN DE FUERZAS QUE PADECE F CUANDO EL ELEMENTO DE FIJACIÓN TOMA CONTACTO CON EL CHAFLÁN	74
FIGURA 52. DESPLAZAMIENTO MÁXIMO DE LA MEMBRANA DEL CHAFLÁN CUANDO EL ELEMENTO DE FIJACIÓN PERMANECE PERPENDICULAR AL MISMO CHAFLÁN	75
FIGURA 53. RESULTADOS DE LA MEDIA LONGITUD DEL MANGO "D", SEGÚN MATERIAL HDPE	75
FIGURA 54. PRINCIPALES PARTES DE UNA SILLA HIDRÁULICA PARA GENTE MINUSVÁLIDA. FUENTE: INTERNET	81
FIGURA 55. PRIMER APOYO, ARTICULADO, SITUADO EN LA BASE DEL SOPORTE ESTRUCTURAL	84
FIGURA 56. SEGUNDO APOYO; RUEDA ANEXADA AL SOPORTE Y EN CONTACTO CON UNA SUPERFICIE RÍGIDA	85
FIGURA 57. REPRESENTACIÓN DE LA SENCILLEZ Y MAGNITUD DE LA SILLA HIDRÁULICA	86
FIGURA 58. POSICIÓN OPERATIVA (IZQUIERDA) Y POSICIÓN NO OPERATIVA (DERECHA)	87
FIGURA 59. REPRESENTACIÓN ANALÍTICA DEL DISEÑO PRELIMINAR DEL SOPORTE DE LA SILLA HIDRÁULICA	87
FIGURA 60. REPRESENTACIÓN ANALÍTICA DEL DISEÑO FINAL DEL SOPORTE DE LA SILLA HIDRÁULICA	88
FIGURA 61. DIAGRAMA DE LAS TENSIONES (IZQUIERDA) Y DESPLAZAMIENTOS (DERECHA) DEL DISEÑO FINAL DEL SOPORTE DE LA SILLA HIDRÁULICA	89
FIGURA 62. VISTAS DEL DISEÑO FINAL DEL SOPORTE DE LA SILLA	90
FIGURA 63. VISTA DEL EMPARRILLADO SUPERIOR (IZQUIERDA) Y PERFIL (DERECHA)	91

FIGURA 64. ACOPLAMIENTO ENTRE EMPARRILLADO Y MÓDULOS	92
FIGURA 65. PUNTOS DE ANEXIÓN	92
FIGURA A 1. REGRESIÓN LINEAL PESO VS ANCHO	99
FIGURA A 2. REGRESIÓN LINEAL ALTURA VS ANCHO.....	100
FIGURA A 3. REGRESIÓN LINEAL CALADO MÁXIMO VS ANCHO.....	100
FIGURA A 4. REGRESIÓN LINEAL CARGA MÁXIMA VS ANCHO.....	100
FIGURA A 5. REGRESIÓN LINEAL CALADO MÍNIMO VS ANCHO	101
FIGURA A 6. GRÁFICA BRAZO ADRIZANTE VS ESCORA; SUBUNIDAD 1: CASO 4	116
FIGURA A 7. GRÁFICA BRAZO ADRIZANTE VS ESCORA; SUBUNIDAD 2: CASO 1.....	120
FIGURA A 8. EMPARRILLADO Y SILLA HIDRÁULICA.....	121
FIGURA A 9. VISUALIZACIÓN GENERAL DEL ACOPLAMIENTO DE LOS COMPONENTES DE LA SUBUNIDAD 2	121

Listado de tablas

TABLA 1. DESCRIPCIÓN DE LOS COMPONENTES PRINCIPALES DE UNA PLATAFORMA DE SISTEMA MODULAR	8
TABLA 2. DIMENSIONES, PROPIEDADES Y CONDICIONES DE LOS MODELOS MFE EXISTENTES EN EL MERCADO	15
TABLA 3. DIMENSIONES Y PROPIEDADES PRELIMINARES DEL MFE	15
TABLA 4. DIFERENCIA DE RESULTADOS, PARA UN MISMO CASO, ENTRE "RAMSERIES" Y LAS FÓRMULAS DE ROARK	19
TABLA 5. RESULTADOS DE TENSIÓN Y DESPLAZAMIENTO MÁXIMO PARA UN MISMO CASO, TESTADO CON "RAMSERIES" Y LAS FÓRMULAS DE ROARK	20
TABLA 6. ESCANTILLÓN DEL CUERPO DEL MFE SEGÚN TIPO DE HDPE	23
TABLA 7. PROPIEDADES DE LA SECCIÓN CUADRADA HUECA	34
TABLA 8. COMPARACIÓN DE RESULTADOS ENTRE EL MÉTODO DE LA RIGIDEZ EN "EXCEL" Y "RAMSERIES"	35
TABLA 9. ERROR RELATIVO ENTRE LOS RESULTADOS DE EL MÉTODO DE LA RIGIDEZ EN "EXCEL" Y "RAMSERIES"	36
TABLA 10. RESULTADOS DE ESPESORES MÍNIMOS, SEGÚN MATERIAL HDPE, PARA RESISTIR LA CARGA HORIZONTAL	37
TABLA 11. RESULTADOS DEL ESPESOR MÍNIMO NECESARIO, SEGÚN MATERIAL HDPE, PARA RESISTIR LA CARGA VERTICAL	39
TABLA 12. TENSIÓN MÁXIMA DADA EN LA MITAD DEL TRAMO DE MÓDULOS SEGÚN MATERIAL	40
TABLA 13. MARCAS DE MATERIALES HDPE REFERENTES EN EL MERCADO	44
TABLA 14. RESULTADOS DEL ESCANTILLÓN DEL TUBO PASANTE, SEGÚN MATERIAL HDPE	48
TABLA 15. DISTANCIA/DESPLAZAMIENTO CORREGIDO QUE EL ELEMENTO DE FIJACIÓN PENETRA EN EL CHAFLÁN	52
TABLA 16. VALIDACIÓN DE LA SITUACIÓN DE EQUILIBRIO DE LA SUBUNIDAD 1: CASO 1	57
TABLA 17. VALIDACIÓN DE LA SITUACIÓN DE EQUILIBRIO DE LA SUBUNIDAD 1: CASO 2	58
TABLA 18. VALIDACIÓN DEL ESTADO DE EQUILIBRIO DE LA SUBUNIDAD 1: CASO 3	59
TABLA 19. VALIDACIÓN DEL ESTADO DE EQUILIBRIO DE LA SUBUNIDAD 1: CASO 4	60
TABLA 20. VALIDACIÓN DE LA SITUACIÓN DE EQUILIBRIO SUBUNIDAD 2: CASO 1	62
TABLA 21. COMPARATIVA DEL TRABAJO DE LAS GRÁFICAS 1,2 Y 3 NECESARIO PARA VOLCAR LA SUBUNIDAD 1	67
TABLA 22. COMPARATIVA ENTRE LA ENERGÍA POTENCIAL DE UNA OLA TÍPICA DEL MAR MEDITERRANEO Y EL TRABAJO DE LA GRÁFICA 4 NECESARIO PARA VOLCAR LA SUBUNIDAD 2: CASO 1	69
TABLA 23. ÁNGULO DE ESCORA VS ALTURA DE LA OLA	70
TABLA 24. RESULTADOS DE LA MEDIA LONGITUD DEL MANGO "D", SEGÚN MATERIAL HDPE	75
TABLA 25. RESULTADOS DEL ESPESOR DEL MANGO, SEGÚN MATERIAL HDPE, PARA UN RADIO EXTERIOR DE TUBO DE 11 MM	78
TABLA 26. RESULTADOS DEL ESPESOR DEL VÁSTAGO, SEGÚN MATERIAL HDPE, PARA UN RADIO EXTERIOR DE TUBO DE 9 MM	80
TABLA 27. DIMENSIONES DE LA CONFIGURACIÓN FINAL DE LA SILLA HIDRÁULICA	89

TABLA A 1. CONDICIÓN DE CARGA SUBUNIDAD 1: CASO 1	104
TABLA A 2. CÁLCULO HIDROSTÁTICO SUBUNIDAD 1: CASO 1	106
TABLA A 3. CONDICIÓN DE CARGA SUBUNIDAD 1: CASO 2	106
TABLA A 4. CÁLCULO HIDROSTÁTICO SUBUNIDAD 1: CASO 2	109
TABLA A 5. CONDICIÓN DE CARGA SUBUNIDAD 1: CASO 3	109
TABLA A 6. CÁLCULO HIDROSTÁTICO SUBUNIDAD 1: CASO 3	112
TABLA A 7. CONDICIÓN DE CARGA SUBUNIDAD 1: CASO 4	112
TABLA A 8. CÁLCULO HIDROSTÁTICO SUBUNIDAD 1: CASO 4	114
TABLA A 9. CONDICIÓN DE CARGA SUBUNIDAD 2: CASO 1	117
TABLA A 10. CÁLCULO HIDROSTÁTICO SUBUNIDAD 2: CASO 1	119

Abreviacones, definiciones y símbolos

HDPE: Polietileno de alta densidad

MFE: Módulo de flotación estándar

Ángulo de escora: Es el ángulo formado por el plano vertical de una embarcación y el de crujía.

Ángulo de trimado: Es el ángulo formado por la línea de crujía y la línea de flotación.

Indentación: Operación del programa de Solidworks que crea una cavidad equidistante o una protusión en un sólido de destino que coincide exactamente con el contorno de un sólido auxiliar seleccionado, utilizando valores de espesor y de distancia para crear la operación.

Moldeo por extrusión: Es un proceso industrial mecánico, en donde se realiza una acción de moldeo del plástico, que por flujo continuo con presión y empuje, se lo hace pasar por un molde encargado de darle la forma deseada.

Moldeo por inyección: En el proceso de moldeo por inyección se funde el plástico en un extrusor y se utiliza el tornillo del extrusor para inyectar el plástico en un molde donde se enfría.

Moldeo por soplado: Proceso industrial que genera productos huecos por medio de la expansión de caños de plástico caliente contra la superficie interna de un molde.

SolidWorks: Es un software CAD de modelado 3D desarrollado por SolidWorks Corp.

Ramseries: Es un Software CAE de modelado 3D desarrollado por la empresa Compass.

"A": Área (mm²)

"CG": centro de gravedad (m)

"D": Longitud del mango de la llave de ensamblaje (mm)

"d": distancia entre 1 de los elementos de fijación y el eje de revolución del Pin conector (mm)

"E": Módulo de Young (MPa)

"E (%)": Error relativo (%)

"E_p": Energía potencial; ola (J)

"e": espesor (mm)

"F": Fuerza (N)

"H": altura de la ola (m)

"H_s": altura significativa de la ola (m)

"I_{global}": Momento de inercia de un conjunto de sólidos (mm⁴)

"I_{sólido}": Momento de inercia de un sólido (mm⁴)

"I_f": Momento de inercia para una sección de viga sometida a flexión (mm⁴)

"I_t": Momento de inercia para una viga sometida a torsión (mm⁴)

"KG": distancia de la quilla hasta el centro de gravedad (m)

"KM": distancia desde la quilla hasta el metacentro (m)

"M": Momento (N.mm)

"M_f": Momento flector (N.mm)

"M_t": Momento torsor (N.mm)

"R": Reacción (N)

"r": altura del eje neutro en la sección (mm)

"r_m": radio medio de una sección tubular (mm)

"t": espesor (mm)

" $y_{\text{máx}}$ ": desplazamiento máximo en el centro de la geometría (mm)

" W ": Trabajo (J)

" W_t ": módulo de torsión para una sección sometida a torsión (mm³)

" W_f ": módulo resistente para una sección de viga sometida a flexión (mm³)

" $z_{\text{máx}}$ ": distancia máxima desde el eje neutro hasta el punto más alejado de la sección (mm)

α : Ángulo de escora (deg)

s_{adm} : Tensión admisible del material (MPa)

s_{cen} : Tensión generada en el centro de la geometría (MPa)

$s_{\text{límite}}$: Tensión del límite de fluencia del material (MPa)

$s_{\text{máx}}$: Tensión máxima generada (MPa)

ρ : Densidad del material (Kg/m³)

t_m : Tensión tangencial media (MPa)

t_{adm} : Tensión tangencial admisible (MPa)

Capítulo 1. Introducción

1.1 Descripción del proyecto

El presente proyecto pretende plantear una nueva visión de las playas turísticas del mundo, donde el acceso al mar esté facilitado a todo el personal civil, en especial a aquellos colectivos de personas que sufren algún tipo de minusvalía que les dificulta llevar a cabo una entrada segura y digna en aguas someras.

Los medios existentes para tal fin, son escasos y dirigidos exclusivamente a un sector de la sociedad con un nivel de discapacidad en las funciones motrices elevado, tal que los usuarios con un nivel de discapacidad motriz inferior, que deseen acceder al mar por estos medios, están obligados a depender de otra persona para desplazarse. Esta situación de limitar, aún más, la autonomía de este tipo de usuarios genera en ellos desconfianza y, tiene como consecuencia, una percepción de que la playa no sea una idea tan atractiva para pasar el día.

El propósito de este proyecto es que el usuario pueda desplazarse fácilmente, desde el paseo marítimo hasta la zona de zona de baño , aunque la playa supone un terreno arenoso por el que transitar, con pendientes abruptas y rocas, sobretudo en la zona mojada cercana a la orilla. Este hecho restringe las opciones para solucionar el problema. La solución pasa por integrar en la zona un nuevo terreno más regular y rígido que sirva como soporte estable a muletas, sillas de ruedas y todo tipo de apoyos que facilitan el desplazamiento a las personas minusválidas.

En la orilla y anexada al nuevo terreno habrá una pasarela flotante que dará a una plataforma flotante, situada en una zona con suficiente calado para permitir un baño cómodo. La plataforma estará dotada de complementos e instrumentos para facilitar el descenso al agua, como escaleras, sillas hidráulicas o rampas para vehículos de ruedas no motorizados con flotadores incorporados, también habrán pasamanos y otros complementos alrededor del

artefacto flotante para que el usuario pueda agarrarse y descansar una vez esté en el agua. Otros complementos como barandillas de apoyo también se darán, desde el inicio hasta el fin del trayecto.

El acceso a la plataforma estará abierto a todas aquellas personas que les represente dificultoso entrar al mar con seguridad, como por ejemplo a la gente de la tercera edad, mujeres en estado de embarazo e inclusive, el colectivo que padece ceguera podría guiarse por un sistema de contacto hasta un punto de descenso.

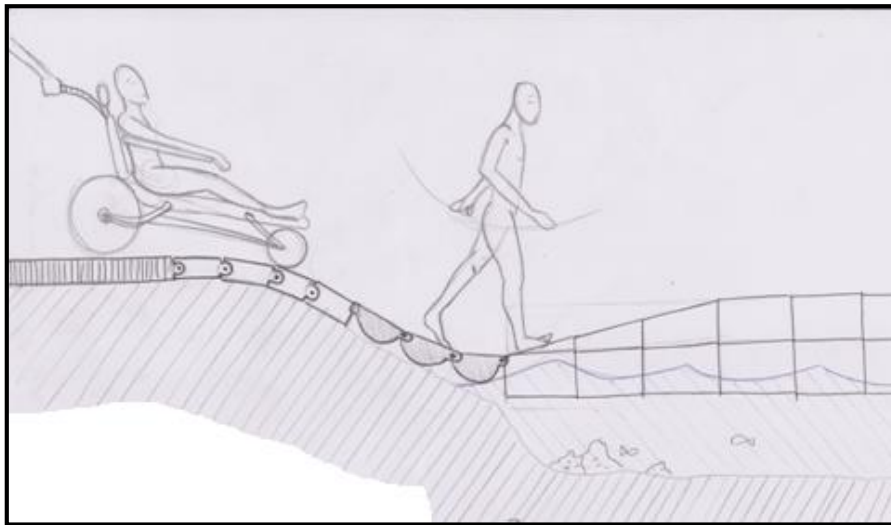


Figura 1. Primera idea del proyecto que se pretende transmitir

1.2 Objetivos y alcance del trabajo

El trabajo que se realizará aquí se basará en definir un anteproyecto de plataforma flotante que se adapte a las necesidades del proyecto descrito. Luego, dicha plataforma se evaluará con los criterios estructurales y de estabilidad debidamente definidos, también en este trabajo, para ver si cumple o no con ellos.

Las plataformas de ocio en el mar no son una novedad y existen muchos complementos en el mercado para ser adaptados a ellas, como barandillas o escaleras, pero no hay sillas hidráulicas para minusválidos lo que plantea un reto para este trabajo y, por tanto, un nuevo objetivo.

En general, se desea encontrar unos valores referentes para dimensionar correctamente los componentes principales del proyecto, aquellos que poseen una importancia relevante en la operatividad de la plataforma.

De momento, la plataforma estará diseñada para ser instalada en algún punto del litoral catalán, ya que en algunos cálculos se usarán como constantes de referencia valores extraídos de ese entorno marino.

1.3 Clasificación de plataformas flotantes destinadas al ocio y a actividades recreativas

En el mercado actual, existen muchas variantes de plataformas flotantes para uso recreativo o laboral, pero todas ellas derivan de 3 tipos generales, a saber: de sistema modular, de bloques y no rígidas.

En este trabajo, el significado de plataforma flotante no abarca las grandes plataformas off-shore destinadas a actividades de perforación o cualquier otro tipo de actividad de gran envergadura financiera y/o que posea una complejidad importante de requisitos técnicos.

1.3.1 Plataformas de sistema modular

Es la plataforma más polivalente que hay. Se adapta a todo tipo de aguas, tanto en el mar como en lagos o ríos, inclusive puede servir como material de apoyo en tierra.

Sus usos son todos los imaginables para una plataforma flotante, tales como cubierta para bañistas, puente entre dos orillas, pantalán, cine flotante, plataforma de apoyo para actividades de construcción o de refit, soporte para paneles solares fotovoltaicos, etc.

Consta de unidades flotantes, por lo general, cúbicas que se agrupan unas con otras mediante pasadores, formando una cubierta cada vez mayor. También, es posible aumentar el francobordo y obtener mayor capacidad de carga, para una misma superficie, colocando otro nivel de módulos.

La estructura se asegura utilizando un ingenioso sistema de encaje de 4 elementos que va integrado en el pasador, aunque existen variantes que utilizan una rosca como elemento de fijación, otras emplean ambos sistemas.



Figura 2. Plataforma de sistema modular - Fuente: Internet

1.3.2 Plataformas de bloques

En cierto modo, también son de sistema modular como las anteriores, pero su unidad de flotación es mucho más grande lo que impide operaciones de montaje sencillas y rápidas.

Normalmente, las empresas contratan este tipo de servicio para aguas tranquilas. Es habitual ver a estas estructuras en puertos y lagos.

Otra distinción es que están diseñadas para soportar cargas importantes, lo que supone una estructura pesada de metal. El hecho de tener un volumen grande y pesado siguiendo el movimiento oscilante del oleaje provocaría una situación de riesgo para el personal de abordaje y para la propia estructura.



Figura 3. Plataforma de bloques - Fuente: Internet

Su francobordo es limitado, a diferencia de una plataforma modular, no tiene la opción de situar niveles de bloques, aunque si es posible aumentar la capacidad de carga colocando más flotadores en los espacios libres, debajo de la estructura metálica.

Además de su uso funcional, se puede observar que el componente estético y la calidad del producto están presentes en este tipo de instalaciones. Habitualmente con cubiertas adornadas con madera de teca y acabados de aluminio anodizado.

1.3.3 Plataformas no rígidas

Básicamente, se trata de una plataforma de uso recreativo.

Es habitual no hallarlas aisladas, sino en forma de parque acuático; distintas plataformas no rígidas o hinchables dispuestas en una misma zona y con una cierta configuración.

Como se trata de aire a presión lo que confiere cuerpo a la estructura, cualquier elemento rígido con un mínimo de peso deforma la superficie y crea un terreno inestable. Esto hace que el desplazamiento y mantener el equilibrio, se tornen tareas un poco difíciles de realizar.



Figura 4. Plataforma no rígida - Fuente: Internet

1.4 Descripción del tipo de plataforma elegido: de sistema modular

Para este proyecto se ha elegido la plataforma flotante de sistema modular por las siguientes ventajas:

- montaje y desmontaje fácil y rápido.
- Transporte, almacenamiento y manipulación fáciles debido a su peso débil y sus dimensiones reducidas.
- Su modularidad permite adaptar y modificar su estructura en función de las necesidades y actividades.
- Resistencia al oleaje.
- módulos constituidos por HDPE; material barato y reciclable.

Las empresas que desarrollan este tipo de producto, también procesan accesorios como barandillas, escaleras o toboganes, entre otros, que se complementan al resto de la estructura

de forma sencilla. De esta manera, satisfacen todo el confort y comodidades que el usuario requiera.



Figura 5. tobogán (izquierda) y silla (derecha) con adaptación a la plataforma - Fuente: Internet

Un punto importante en este proyecto es acondicionar la plataforma con los mecanismos que sean necesarios para instalar una silla hidráulica de minusválidos, es por este motivo que el sistema de fijación de estos accesorios es interés de estudio.

En este apartado, también se dará a conocer la operación de montaje de las unidades de flotación, pero antes se ha creído conveniente hacer una tabla que identifique a cada elemento partícipe de dicha operación, de este modo la descripción del proceso de montaje tendrá un seguimiento más entendible para el lector.



Pin conector corto: consta de una cabeza voluminosa situada en la parte superior, en cuya superficie se practican unos agujeros que servirán para insertar "la llave de ensamblaje". La parte cilíndrica de la cabeza, posee 4 elementos semiesféricos que equidistan del centro y que distan entre ellos por arcos de 90° , llamados "elementos de fijación". En la parte inferior, se halla una extensión cilíndrica de la cabeza pero de menor radio, llamada "pasador". Al final del pasador, se localizan 4 pequeñas protuberancias, alineadas, cada una, con un elemento de fijación; llamadas "tope inferior".



Pin conector largo: es una configuración distinta del pin conector corto. Su diferencia radica en el pasador, que es más largo. Tanto el pin conector corto como el largo, tienen la función de unir cuatro unidades de flotación. El pin conector largo, se utiliza para unir dos niveles de módulos.





	<p>Modulo de flotación estándar o MFE: es la unidad básica de flotación a partir de la cual se le da cuerpo a la plataforma. Es el elemento que otorga capacidad de carga a la plataforma. Consta de una parte llamada "cuerpo" que tiene forma cúbica y otra parte que la forman los "anillos de unión", estos últimos son 4 laminas con un espesor determinado y con una perforación practicada en su centro (del mismo radio que el pasador); situados, cada uno, en una de las esquinas del cubo. Los anillos de unión sirven de nexo de unión entre el pasador y el cuerpo del MFE.</p>
	<p>Pin conector lateral: Este pin es una configuración totalmente diferente a los ya vistos. Sirve para unir dos niveles de módulos, pero por los lados que quedan al descubierto de la plataforma, es decir, sirve para unir 2 MFE's en dos niveles. Básicamente, es un tornillo con una tuerca pero grande y hecho de HDPE. También, existe la posibilidad de pines conectores más cortos para los laterales de plataformas de un solo nivel.</p>
	<p>Espaciador: Este elemento, al igual que el anterior, solo se utiliza cuando se quiere unir dos módulos, y entre anillo y anillo de unión resta un espacio vacío que debe ser ocupado. Se trata de un disco con un corte por extrusión del croquis formado por la proyección vertical del pasador y las pequeñas protuberancias (tope inferior). Añadir que esta silueta proyectada de corte, también se da en los orificios de los anillos de unión del MFE.</p>
	<p>Llave de ensamblaje: Consta de un mango de longitud importante, para garantizar un buen par de fuerzas, y un vástago que transmite ese momento torsor hasta el pin conector (el pin conector lateral no precisa de llave). Su función es la de asegurar la unión de cuatro MFE's mediante los elementos de fijación.</p>

Tabla 1. Descripción de los componentes principales de una plataforma de sistema modular

Todos los distribuidores que se dedican a la venta de estas plataformas modulares, tienen un catálogo con muchas configuraciones de su unidad básica de flotación para adaptar la plataforma a los requisitos del proyecto que se les presente. la configuración más común entre las marcas es un módulo que consta de dos unidades básicas de flotación juntas , esto permite ahorrar tiempo de montaje y material.



Figura 6. Unidad de flotación básica doble - Fuente: Internet

No obstante, la optimización de los recursos no es un punto prioritario de este trabajo, así que se diseñará y se trabajará con lo mínimo necesario para adaptar la plataforma a los propósitos del proyecto.

1.4.2 Operación de ensamblaje básico

El montaje básico es la operación de montaje más iterativa que se da en este tipo de plataformas, con ello se constituye el 90% de las operaciones de montaje de una plataforma de sistema modular.

Para dicha operación se requieren 4 MFE's, 1 pin conector corto y la llave de ensamblaje.

Primero, se ensamblan los 4 cubos flotadores, de manera que los anillos de unión permanezcan superpuestos, uno encima del otro, en la zona dónde estaría el centro de los cuatro MFE's ensamblados. Destacar que cada anillo de un mismo MFE tiene una posición vertical distinta, por lo que la orientación de cada cubo dentro del ensamblaje no es arbitraria.

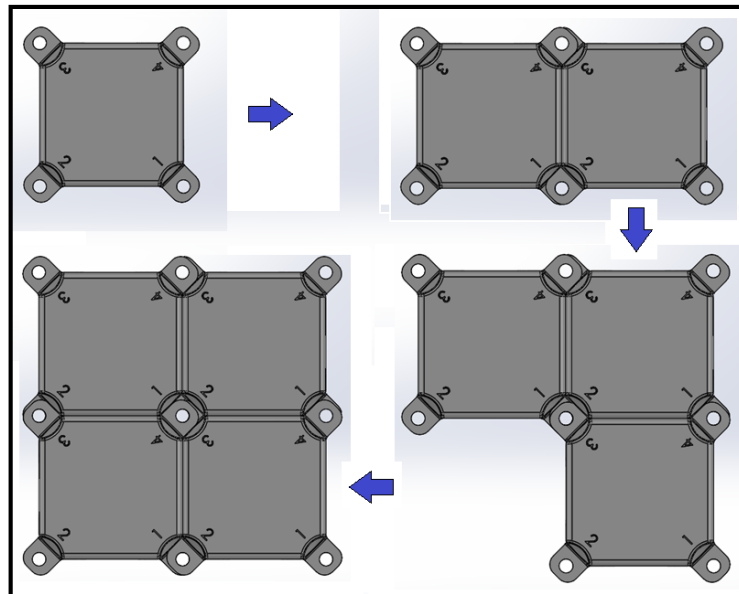


Figura 7. Ensamblaje básico de los MFE

Observar en la figura de arriba que cada esquina del cubo está numerada. Cada número significa una posición vertical distinta de los anillos de unión y, para que se acoplen perfectamente en el ensamblaje, no se debe repetir ningún número en el centro del conjunto de cubos; solamente es válida la combinación 1,2,3 y 4 en un mismo punto de unión.

Una vez realizado el ensamblaje, se pasa a asegurarlo mediante el pin conector corto. Este se coloca en el centro de módulos. Acto seguido, se desliza el pasante por los orificios de los anillos de unión 1,2,3 y 4, vigilando que el tope inferior coincida con la silueta de corte del orificio, de otro modo las pequeñas protuberancias no permitirían el paso del pasante a través de los anillos.

Se debe hacer bajar el pin conector hasta que la superficie de la parte superior de la cabeza coincida con las caras superiores de los MFE's.

En último lugar, la llave de ensamblaje entra en juego para rotar el pin y posicionar los 4 elementos de fijación en sus correspondientes hendiduras o muescas, estas situadas en los chaflanes de los módulos.

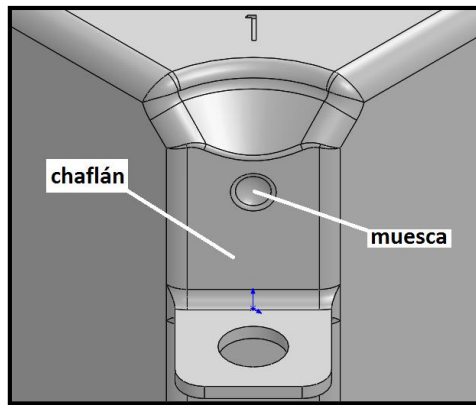


Figura 8. Chaflán y muesca de una esquina del módulo

Para este cometido, es necesario que los elementos de fijación, los cuales se encuentran ubicados en un espacio libre entre módulos, se deformen cuando entren en contacto con las paredes de sus correspondientes chaflanes. Verdaderamente, esta deformación la sufre tanto la pared del chaflán como el elemento de fijación. Cuando los elementos de fijación llegan a las muescas, se liberan y recuperan su forma, dejando así el ensamblaje asegurado.

La deformación del material y la posterior fricción producida por la componente normal y el coeficiente de fricción del material, requiere de una fuerza importante aportada. Para facilitar el trabajo al operario, esta fuerza de aportación disminuye gracias al diseño de la llave de ensamblaje. Con un mango de generosa longitud es más fácil producir el par suficiente para fijar las piezas.

Capítulo 2. Diseño del MFE

2.1 Diseño preliminar

En esta fase del proyecto se pretende definir unas primeras formas y dimensiones al MFE, estableciendo así, una base con la que empezar a trabajar y a realizar ensayos de índole estructural, de manera que se siga una espiral de diseño tal, que vaya puliendo este diamante en bruto hasta conferirle un corte acorde a los requisitos técnicos.

2.1.1 Procedimiento

No se debe despreciar tan a la ligera el trabajo que otros han hecho en el mismo campo o en otro parecido, ya que podría suponer un ahorro de tiempo y dinero. Además, hoy en día, la mayoría de productos están normalizados, pues venden fiabilidad y relajan la consciencia de los compradores. Por ello, si se confeccionara un producto que se saliera de los esquemas establecidos y no siguiera unas directrices de diseño, aun suponiendo este con mejores propiedades que los demás, su venta sería una tarea difícil.

Desgraciadamente, el ámbito en el que el presente proyecto se mueve carece de directrices de diseño. Este hecho lleva al ingeniero a apoyarse en los esquemas establecidos y basar su modelo en los diseños ya existentes en el mercado.

A continuación, se exponen los principales fabricantes de plataformas modulares con las dimensiones y propiedades de sus unidades de flotación básicas.

	DIMENSIONES	PROPIEDADES	CONDICIONES	
--	-------------	-------------	-------------	--

Resistencia en los anillos de unión		2000,0 kg			3000,0 kg		
Calado máx. (mm)		366,0	400,0	296,9	357,0	322,3	295,1
Calado mín. (mm)		26,0	40,5	38,3	50,0	30,0	39,0
Carga máxima (kg)		91,5	100,0	68,4	174,9	80,6	68,0
Carga máx. (kg/m ²)		369,1	403,4	299,4	360,0	325,0	272,0
Material	HDPE/POM	HDPE	HDPE 50100	HDPE	MDPE	HDPE/HMW	HDPE
Peso (kg)	6,5	6,5	6,2	5,4	15,0	7,0	5,5
Altura	390,0	400,0	400,0	330,0	440,0	400,0	360,0
Ancho	483,0	500,0	500,0	480,0	700,0	500,0	480,0
Base	483,0	500,0	500,0	480,0	700,0	500,0	480,0
Fabricante	Aqua-Dock	Marinefloor	Jetfloat	tDocks	Airfloat	Xinyi	Candock
Link	http://aqua-dock.co.uk/	http://www.marinefloor.eu/esp/index.html	http://www.jetfloat.com/index_new.shtml	http://tdocks.com/	http://www.airfloatmips.com/Default.aspx	http://www.ponton-cubes.com/	http://www.candock.com/about-us/
							Dock Marine http://www.dockmarine.com.tr/L/EN/catalogue

http://ve.com/index.htm	Versa Dock	483,0	483,0	390,0	6,5	HDPE			45,5	0,0	
---	------------	-------	-------	-------	-----	------	--	--	------	-----	--

Tabla 2. Dimensiones, propiedades y condiciones de los modelos MFE existentes en el mercado

Se ha recopilado la mayor información posible de las distintas marcas, pero existen celdas vacías cuyo valor no estaba disponible en la fuente de extracción de datos. Aun así, existen valores que se pudieron generar a partir de otras variables disponibles, remarcadas en la tabla en azul claro.

En primer lugar, se precisa graficar funciones cuya variable independiente sea la longitud de la arista base (ancho) y, la dependiente, cada uno de los parámetros principales restantes. Después, se realizan regresiones lineales para conocer, de forma aproximada, el comportamiento de la función mediante una ecuación. Se pueden ver las gráficas de las regresiones lineales en 6.2.7 Anexo 1

Dando un ancho al MFE de 490mm, los parámetros preliminares son:

DATOS ORIENTATIVOS		
Ancho	490,0	mm
Altura	382,9	mm
Peso	6,3	kg
Carga máx.	99,8	kg
Calado mín.	27,7	mm
Calado máx.	338,2	mm

Tabla 3. Dimensiones y propiedades preliminares del MFE

Un parámetro muy importante para el análisis estructural que los fabricantes no dan es el escantillón de su unidad de flotación básica. Para ello se empleará el programa Solidworks, cuyas operaciones permiten cambiar el espesor de una pieza hueca de forma rápida y sencilla hasta llegar al peso orientativo de la tabla. Siempre y cuando se haya dimensionado la pieza en Solidworks con las dimensiones obtenidas en las regresiones y se haya definido un polietileno

con una densidad media del HDPE, el escantillón estará próximo al valor que debería tener para un módulo de 490 mm de ancho.

Como la unidad básica no es una pieza cúbica, sino que tiene redondeos e indentaciones (muescas/depresiones), el delineante y autor de este proyecto ha trasladado esas formas de los modelos existentes en el mercado a su modelo, pero no con mediciones milimétricas, sino a ojómetro. De esta manera se evita el plagio y el MFE resta personalizado.

- la densidad definida en el programa es 947 Kg/m^3 .

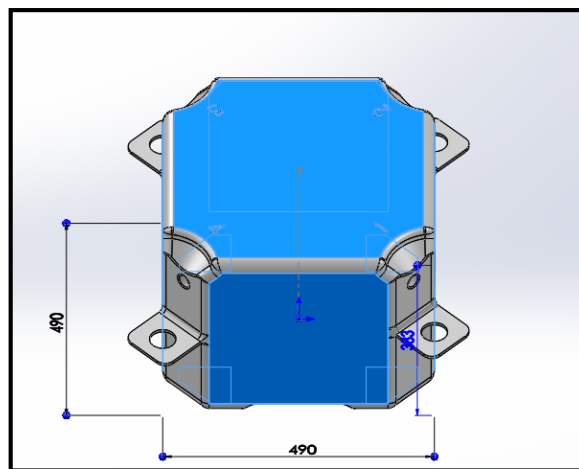


Figura 9. Primer esbozo del módulo

Después de varias iteraciones, el peso que se aproxima más al valor hallado en la gráfica "Peso/Ancho" (6,263 Kg), se ha logrado confirmando al módulo un espesor de 6 mm; 6,272 Kg.

Establecida una geometría, un alto, un ancho y un espesor, con el mismo programa de acotación, es posible calcular las propiedades mecánicas cuando se requieran. Entre ellas la inercia y el área de las secciones de interés para los análisis a flexión y a tracción.

2.2 Escantillón del cuerpo cúbico

Obtenido un diseño preliminar del MFE, se procede a realizar una primera modificación de su geometría según requisitos estructurales. El primero de estos definirá el escantillón del módulo.

La situación que se expone a continuación refleja la importancia del requisito y una idea de cómo abordarlo:

Se puede imaginar una plataforma flotante en el mar constituida por agrupaciones de flotadores cúbicos. La gente desplazándose por ella; gente liviana y gente pesada apoyando todo su peso sobre uno de sus pies. Pies que varían de superficie dependiendo de la genética de cada persona, no tienen que estar necesariamente proporcionados con el peso, por tanto, se puede dar el caso de la combinación más letal que haga peligrar la seguridad estructural del módulo, esta es: una persona pesada con pies pequeños y ejerciendo una presión notable en el centro de la superficie del MFE.

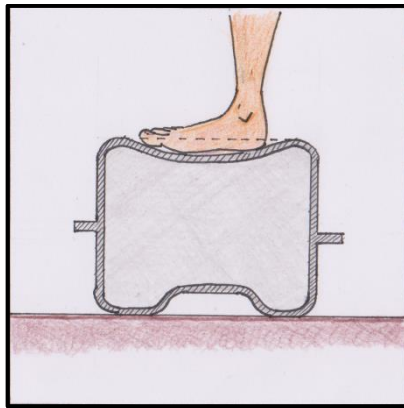


Figura 10. Vista de la sección de un MFE sometido a la carga de una persona con un pie de apoyo

Las Fórmulas de Roark serán empleadas para el cálculo del espesor mínimo que garantice la resistencia necesaria, bajo la condición de carga impuesta. El soporte del cómputo será Excel, aunque, una vez obtenidos los resultados finales, se verificarán en Ramseries.

2.2.2 Fórmulas de Roark

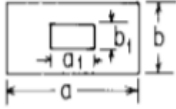
<p>1c. Uniform over central rectangular area</p> 		<p>(At center) $\sigma_{\max} = \sigma_b = \frac{\beta W}{t^2}$ where $W = qa_1b_1$</p>					
<p>a_1/b</p>		<p>$a = b$</p>					
<p>b_1/b</p>		0	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0
0			1.82	1.38	1.12	0.93	0.76
0.2		1.82	1.28	1.08	0.90	0.76	0.63
0.4		1.39	1.07	0.84	0.72	0.62	0.52
0.6		1.12	0.90	0.72	0.60	0.52	0.43
0.8		0.92	0.76	0.62	0.51	0.42	0.36
1.0		0.76	0.63	0.52	0.42	0.35	0.30
<p>(Values from charts of Ref. 8; $\nu = 0.3$.)</p>							

Figura 11. Fórmulas de Roark para una carga distribuida en una región limitada y la tensión máxima generada en una área rectangular - Fuente (C. Young & G. Budynas, 2002) [1]

- t : escantillón (mm)

- q : carga (MPa)

- b: coeficiente tabulado

Dichas fórmulas reflejan muy bien la situación de carga que se quiere integrar. El rectángulo formado por las aristas a_1 y b_1 simula la huella de pie de una persona. El rectángulo de aristas a y b representa la superficie de la cara superior del MFE.

2.2.3 Fiabilidad de los resultados obtenidos mediante las fórmulas de Roark

En primer lugar se realiza una rápida comprobación de las fórmulas de Roark . Mediante Ramseries, se conforma una lámina modelo, Isotrópica y de espesor constante para evaluarla en situaciones diferentes de carga y, de este modo, conocer el error existente entre un método y otro. La segunda tabla anexa a la primera, se da la misma situación, pero variando el valor del espesor "t" y con un valor de carga constante.

a=430; b=430; a ₁ =258; b ₁ =86; t=5 (mm) b=0,9			
PRESIÓN HUELLA (Mpa)	ROARK s _{máx} (MPa)	RAMSERIES s _{máx} (MPa)	E (%)
-10,0	-7987,7	-5412	47,6
-1,0	-798,8	-541,2	47,6
-0,1	-79,9	-54,1	47,6
0,0	-8,0	-5,4	47,5
a=430; b=430; a ₁ =258; b ₁ =86 (mm); b=0,9; q=-1 (Mpa)			
t (mm)	ROARK s _{máx} (MPa)	RAMSERIES s _{máx} (MPa)	E (%)
1,0	-1996,9	-1353,0	47,6
3,0	-221,9	-150,3	47,6
15,0	-8,9	-6,0	47,5

Tabla 4. Diferencia de resultados, para un mismo caso, entre "Ramseries" y las fórmulas de Roark

Un primer vistazo basta para ver que el error relativo es grande (47,6%) y constante, aún variando la carga o el escantillón de la lámina. Podría deberse a un error en el cálculo, pero se ha revisado con especial atención cada paso, además de crear distintas configuraciones de huella y lamina y someterlas a evaluación.

Otras fórmulas de Roark para una lámina de espesor constante, carga uniforme en toda la superficie de la lámina y fijación de movimientos y giros en su contorno han sido testadas con la finalidad de garantizar la fiabilidad de la fuente de extracción de las fórmulas y, también, de su correcta aplicación por parte del autor del presente trabajo. En tal caso, fue satisfactorio observar que los resultados eran casi idénticos, tanto en el valor de tensión máxima como en el de desplazamiento vertical máximo.

8. Rectangular plate, all edges fixed	8a. Uniform over entire plate	(At center of long edge) $\sigma_{\max} = \frac{-\beta_1 q b^2}{t^2}$ (At center) $\sigma = \frac{\beta_2 q b^2}{t^2}$ and $y_{\max} = \frac{\alpha q b^4}{Et^3}$ <table><tr><td>a/b</td><td>1.0</td><td>1.2</td><td>1.4</td><td>1.6</td><td>1.8</td></tr><tr><td>β_1</td><td>0.3078</td><td>0.3834</td><td>0.4356</td><td>0.4680</td><td>0.4872</td></tr><tr><td>β_2</td><td>0.1386</td><td>0.1794</td><td>0.2094</td><td>0.2286</td><td>0.2406</td></tr><tr><td>α</td><td>0.0138</td><td>0.0188</td><td>0.0226</td><td>0.0251</td><td>0.0267</td></tr></table>	a/b	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	β_1	0.3078	0.3834	0.4356	0.4680	0.4872	β_2	0.1386	0.1794	0.2094	0.2286	0.2406	α	0.0138	0.0188	0.0226	0.0251	0.0267
a/b	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8																					
β_1	0.3078	0.3834	0.4356	0.4680	0.4872																					
β_2	0.1386	0.1794	0.2094	0.2286	0.2406																					
α	0.0138	0.0188	0.0226	0.0251	0.0267																					

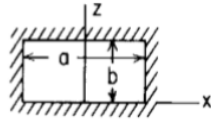


Figura 12. Fórmulas de Roark para la tensión y el desplazamiento máximo que sufre un área rectangular sometida a una carga distribuida por toda ella - Fuente: (C. Young & G. Budynas, 2002) [1]

a (mm)	b (mm)	LOAD (Mpa)	a/b
430	430	-0,1	1
	ROARK	RAMSERIES	E (%)
s_{\max} (MPa)	-227,65	-227,64	0,0043929
$s_{\text{cen.}}$ (Mpa)	-102,51	-101,6	0,89566929
y_{\max} (mm)	-1,8	-1,8	0

Tabla 5. Resultados de tensión y desplazamiento máximo para un mismo caso, testado con "ramseries" y las fórmulas de Roark

*t=5 mm; E=210000 MPa

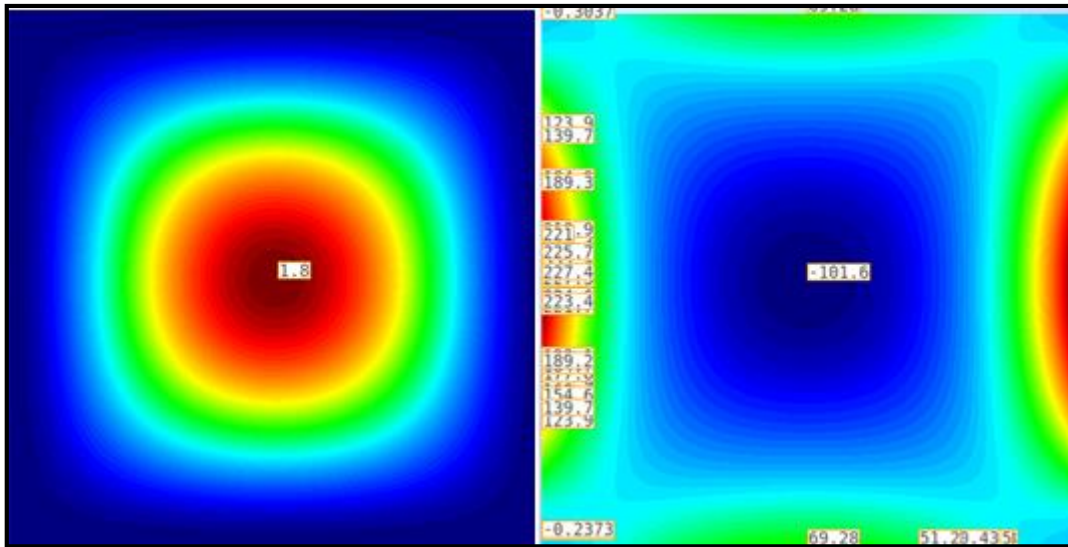


Figura 13. Diagrama de los desplazamiento (izquierda) y tensiones (derecha); Ramseries

Entonces, se puede confirmar que la fuente de dónde se extrajo las fórmulas de Roark es fiable, como también lo es el procedimiento de aplicación de las mismas. Es por ello que la desviación que sufre la tensión máxima hallada mediante las fórmulas de Roark, en el caso de una lámina restringida por el contorno y con una carga distribuida en una superficie de dimensiones libres, se puede tratar como un caso aislado. Además, una vez establecida una configuración de lámina y huella, el error que se produce para esa configuración, se puede corregir aplicando:

$$\sigma_{\max} (MPa) = \frac{\text{valor obtenido en Excel}}{(1 + \text{error relativo})} \quad (1)$$

2.2.4 Condición de carga

El estudio de mercado (Tabla 3), mostró que el peso máximo admisible por módulo es de 98,61 kg. Se desconoce el sobredimensionamiento aplicado a los valores de peso máximo admisible, por este motivo, se elige el peso máximo admisible que es capaz de soportar el elevador hidráulico que irá instalado en la plataforma como accesorio, 120 kg, más un sobredimensionamiento del 20%, 144kg.

Es difícil dar un valor del área para la huella del pie porque cuando uno apoya el pie, solo entra en contacto con el suelo ciertas zonas de la planta. No se ha hallado ningún estudio al respecto, pero se estimará que el 85% de la planta tiene contacto con el suelo. Seguramente en una persona pesada, que es lo que se está buscando, su propio peso hace que la planta permanezca casi coincidente con el suelo. Se puede considerar que el 20% que se ha dejado como garantía estructural, compense posibles errores en suposiciones como esta.

Un 37, en el sistema europeo, se considera un número pequeño de calzado en hombres, por esta razón se elige en la situación de carga, para dar más holgura al sobredimensionamiento.

Un 37, equivale a 23,5 cm de longitud, estimando un ancho de 8cm, resulta un área de huella de 188 cm².

$$Huella (cm^2) = 188 \times 0,85 = 159,8 cm^2$$

$$Presión huella (MPa) = \frac{(144 \times 9,8)}{15980} = 0,08831039 MPa$$

2.2.5 Resultados

Se halla el escantillón mínimo que debe poseer la lámina justo antes de que la tensión que vaya a sufrir se encuentre en el límite de fluencia.

Este proyecto pretende ofrecer un rango de opciones amplio en cuanto a método de construcción y viabilidad económica se refiere. Esto es útil por si en algún momento se decidiera reajustar un poco el presupuesto u optimizar el producto. Es por ello que se lograrán resultados de 2 materiales para cada método de moldeado, uno de ellos con mayor resistencia a la tracción respecto el otro.

	NOMBRE COMERCIAL	LÍMITE TRACCIÓN (Mpa)	ESCANTILLÓN MÍN (mm)	ρ (kg/m ³)
EXTRUSIÓN	Hostalen 4731 B	22,0	6,8	947,0
	Hostalen ACP 6031 D	30,0	5,8	960,0
SOPLADO	Lupolen 4261 AG UV 60005	24,0	6,5	945,0
	Hostalen ACP 6031 D	30,0	5,8	960,0
INYECCIÓN	POLYFLAM RHD 200	27,0	6,1	1050,0
	Hostalen GC 7260 LS	30,0	5,8	1250,0

Tabla 6. Escantillón del cuerpo del MFE según tipo de HDPE

Los resultados se consideran acertados, ya que entran en el rango de los 6mm de espesor, medida de referencia establecida en el Capítulo 2.

2.3 Espesor de los anillos de unión: método de la rigidez

En este apartado se calcularán las tensiones que sufre un conjunto de MFE's sometido a determinadas situaciones de carga a tracción y a flexión; la flexión compuesta no se contemplará puesto que los análisis se clasifican en casos de carga vertical y casos de carga horizontal.

En el apartado anterior, se deseaba definir un escantillón capaz de soportar el peso máximo admisible por unidad básica de flotación. Ahora, se quiere definir un espesor para los anillos de unión, los cuales forman la sección con módulo resistente más débil del conjunto. También, otro parámetro de importancia que se irá variando para conseguir unas tensiones aceptables, será la distancia entre anillos en el eje vertical. Aclarar que este último parámetro está acotado en Solidworks mediante una función que depende del escantillón del nexo de unión, así que "z" adopta un valor automáticamente cuando se le asigna uno al espesor.

2.3.1 Descripción del método

El Método de la rigidez nace a mediados del siglo XX, en plena revolución digital. La gran capacidad y velocidad de los ordenadores para procesar información, confiere a los técnicos de todos los campos una potente herramienta que les permite, según [3]:

- *Formular una metodología de análisis compacta y basada en principios generales*
- *Desarrollar procedimientos prácticos de análisis*
- *organizar de forma simple los programas de ordenador de Cálculo de Estructuras*

Pero, la aplicación del método, es útil si se trabaja con estructuras complejas, pues representa una inversión de tiempo importante en desarrollarlo. También, Se ha considerado oportuno en el presente trabajo, su empleo para estructuras no tan complejas pero con varias configuraciones de carga y/o dimensiones, es decir, si se pretende evaluar para una misma estructura diferentes casos de carga o modificar el tamaño de la misma, una vez establecido el método de la rigidez, es muy rápido y sencillo obtener los resultados de interés. No obstante, si se tratase de un único cálculo, bastaría con usar el método tradicional y manual; obtención de las reacciones, realización del diagrama de esfuerzos y cálculo de la tensión en los puntos deseados.

Suponiendo una viga continua, el método la hace discreta y la divide en una serie de elementos, a convención del técnico, cada uno de ellos compuesto de dos nudos y un tramo que los une. En una longitud de viga dada, más divisiones, significa mayor número de elementos y, por tanto, un tamaño de elemento menor. Si el tamaño del elemento supusiera infinitesimal, los resultados del cálculo estarían muy cerca de la realidad, así que a mayor número de divisiones, menor error.

Cada nudo lleva asociado unos movimientos y unas fuerzas y momentos que se relacionan mediante las ecuaciones de la elástica. Dichas ecuaciones se escriben en forma matricial para la resolución del sistema de ecuaciones global; de todos los nudos del problema.

En la ecuación matricial de un elemento (dos nudos), se distinguen dos clases de vectores:

- Vectores de movimiento de nudo, cuyas componentes son la translación y el giro del nudo.

- Vectores de esfuerzo, cuyas componentes son las fuerzas y momentos actuantes en los nudos.

La relación existente entre estos dos vectores, es la matriz de rigidez elemental, un tensor de orden cero (escalar). En ella van implícitas las constantes de las ecuaciones de la elástica, tales como: área, inercia, módulo de Young y longitud.

$$\begin{bmatrix} f'_a \\ f'_b \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K'_{aa} & K'_{ab} \\ K'_{ba} & K'_{bb} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} d'_a \\ d'_b \end{bmatrix} \quad (6.1)$$

con los vectores:

$$f'_a = \begin{bmatrix} F'_{xa} \\ F'_{ya} \\ M'_a \end{bmatrix} \quad f'_b = \begin{bmatrix} F'_{xb} \\ F'_{yb} \\ M'_b \end{bmatrix} \quad d'_a = \begin{bmatrix} u'_a \\ v'_a \\ \phi'_a \end{bmatrix} \quad d'_b = \begin{bmatrix} u'_b \\ v'_b \\ \phi'_b \end{bmatrix} \quad (6.2)$$

y las matrices:

$$K'_{aa} = \begin{bmatrix} +\frac{EA}{l} & 0 & 0 \\ 0 & +\frac{12EI}{l^3} & +\frac{6EI}{l^2} \\ 0 & +\frac{6EI}{l^2} & +\frac{4EI}{l} \end{bmatrix} \quad K'_{ab} = \begin{bmatrix} -\frac{EA}{l} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{12EI}{l^3} & +\frac{6EI}{l^2} \\ 0 & -\frac{6EI}{l^2} & +\frac{2EI}{l} \end{bmatrix} \quad (6.3)$$

$$K'_{ba} = \begin{bmatrix} -\frac{EA}{l} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{12EI}{l^3} & -\frac{6EI}{l^2} \\ 0 & +\frac{6EI}{l^2} & +\frac{2EI}{l} \end{bmatrix} \quad K'_{bb} = \begin{bmatrix} +\frac{EA}{l} & 0 & 0 \\ 0 & +\frac{12EI}{l^3} & -\frac{6EI}{l^2} \\ 0 & -\frac{6EI}{l^2} & +\frac{4EI}{l} \end{bmatrix}$$

Figura 14. Sistema de ecuaciones matricial de un elemento (2 nudos) - Fuente: Cervera Ruiz, M., & Blanco Díaz, E. (2002). *Mecánica de estructuras, Libro 2, Métodos de análisis*. Barcelona: Edicions UPC. [3]

Los vectores, tanto los de movimiento como los de esfuerzo, se ubican en un sistema de coordenadas propio de cada elemento, es lo que se llama sistema local. Pero si se quiere unir todas las ecuaciones del problema en un sistema para resolverlo, es necesario realizar un cambio de base. Esto no es necesario si el elemento tiene los ejes de su sistema local coincidentes con los del sistema global porque el resultado sería una matriz identidad como matriz de cambio de base, o sea neutra.

Si se precisa matriz de transformación, esta debe estar implícita en la matriz de rigidez global de la siguiente manera:

$$\mathbf{K}_{ij} = \mathbf{T} \mathbf{K}'_{ij} \mathbf{T}^T$$

Figura 15. Expresión general para cambiar de base la matriz de rigidez local (\mathbf{K}') a la matriz de rigidez global (\mathbf{K}) -

Fuente: Cervera Ruiz, M., & Blanco Díaz, E. (2002). *Mecánica de estructuras, Libro 2, Métodos de análisis*. Barcelona: Edicions UPC. [3]

Una vez aplicada la matriz de transformación o no, se pasa a ensamblar cada matriz elemental a la matriz global de rigidez. Lo que se hace es seguir un determinado algoritmo de ensamblaje que se detalla muy bien [3] . Con esto el método estaría establecido.

2.3.2 Definiendo el problema

Se identifican dos secciones principales con las que definir la estructura. Una es la que forma el perfil del cuerpo cúbico del MFE. La otra representa la unión entre dos MFE's. A su vez, esta última, se divide en otras, dependiendo del tipo de análisis al que se someta la estructura; se visualizará mejor más adelante.

Cada sección precisa de una matriz de rigidez elemental diferente, debido a la variación de inercias y áreas entre unas y otras.

Por otro lado, la estructura, adoptará la propiedad de viga biapoyada y de sección no constante, simulando una plataforma modular durante un adverso temporal, dónde parte de sus módulos están apoyados en las crestas de dos olas, la distancia entre las cuales es la longitud de ola.

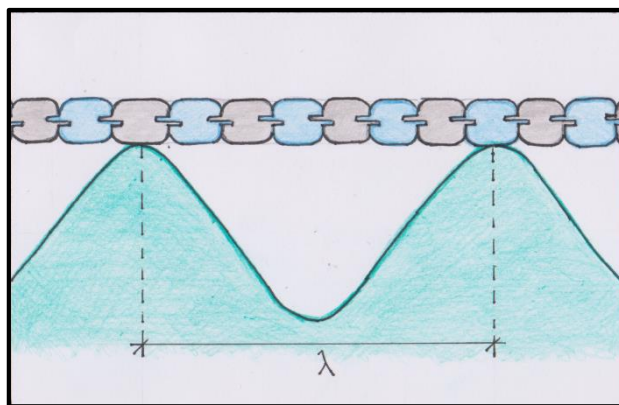


Figura 16. tramo de módulos suspendido entre dos crestas de ola armónica

La Figura 16, muestra el caso ideal que se pretende describir. Es evidente que los apoyos precisan desplazar una cantidad de agua suficiente como para soportar el peso de la plataforma y de las cargas externas a las que esta se someta. Este hecho supone el hundimiento de varios MFE's en la cresta de la ola que, consecuentemente reduce el tramo de módulos colgantes.

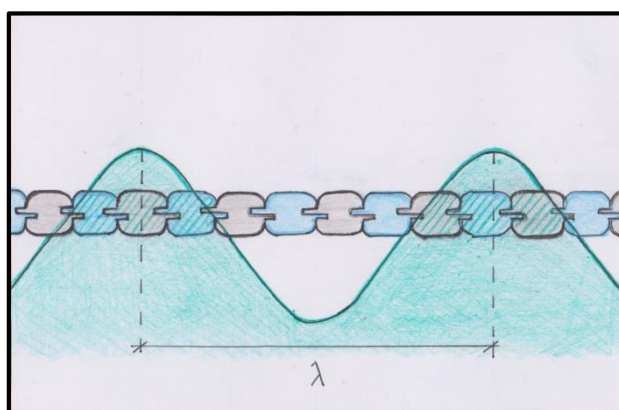


Figura 17. Acortamiento del tramo suspendido debido al desplazamiento

Si no se considerara una estructura rígida, sino con cierta articularidad o flexibilidad, como ocurre en la realidad, se adaptaría un poco a la forma de la ola, disminuyendo aún más el tramo de módulos colgantes, aumentando sus apoyos y disminuyendo el peligro ante flexión.

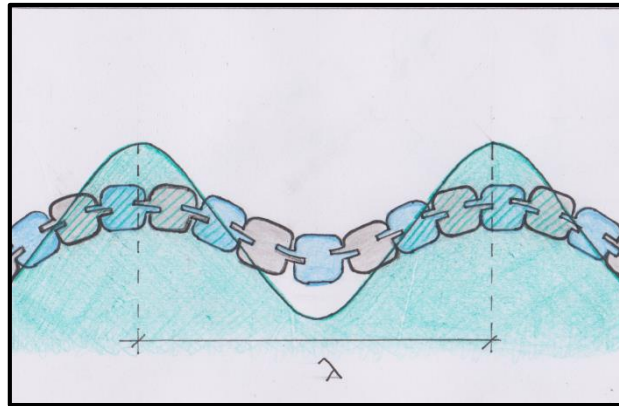


Figura 18. Tramo de módulos suspendido pero con cierta flexibilidad

Aunque para mayor coeficiente de seguridad se analizarán los casos como si de una viga rígida se tratara.

En el mar Mediterráneo, la longitud de una ola de mar de fondo, esta entorno a los 30m, según La Dirección General de Protección Civil y Emergencias [6]. Estas olas recorren largas distancias desde su punto de origen hasta llegar a orillas de playa. Se caracterizan por un periodo regular y por tener una longitud mucho mayor en comparación a su altura. La disminución de la profundidad incide directamente en el comportamiento de la ola. A medida que se acerca a la playa, la longitud de la ola disminuye drásticamente y los periodos se tornan irregulares. Es por ello que para definir un valor razonable de longitud de viga para el análisis, se ha decidido tomar como referencia el valor de 30m y, aplicando un factor de reducción 4, resta un valor de módulos colgantes de 7,5m, aunque, debido al tamaño del MFE, se reajustó a 7,35 m que, equivale, a 15 módulos justos. Este factor de reducción, surge de, por un lado considerar que para soportar la estructura con sus cargas externas en el aire, debería hundirse, en ambas crestas de ola, la mitad de tramo estructural entre ola y ola, es decir la mitad de longitud de ola y, por el otro lado, considerar que, como mínimo, la longitud de una ola de mar de fondo decae a la mitad al penetrar en aguas someras de las proximidades de la playa.

En resumen, la longitud de tramo colgante, será la longitud de la estructura a analizar; 7,35 m, que equivale a 15 unidades básicas puestas en línea.

2.3.2.2 sección del cuerpo del MFE

Esta sección está comprendida entre pared y pared del módulo; define el cuerpo de la unidad.

Su inercia viene condicionada por el espesor que se halla mediante las fórmulas de Roark en Tabla 6, así pues, se considera un elemento constante, no modificable en este apartado a no ser que sea extremadamente necesario.

Es la sección de módulo resistente más grande del problema que se está definiendo, pero no lo es de la estructura en sí, porque, entonces, existe otra con mayor rigidez; la sección definida por el cuerpo y los apoyos dónde el módulo reposa todo su peso en terreno firme, esta sección, situada en las extremidades del MFE. La razón de contemplar, solamente, la sección más débil en el problema es, básicamente, por un tema de simplificación y, también, para otorgar un poco más de margen al coeficiente de seguridad.

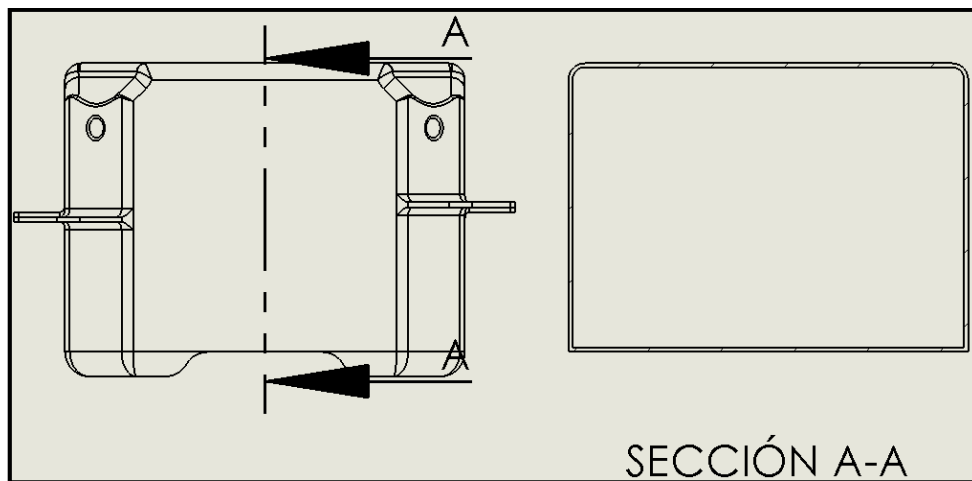


Figura 19. Sección del cuerpo del MFE

2.3.2.3 sección de unión entre módulos

La unión entre dos MFE's comporta un tramo muy corto, casi inapreciable porque las paredes están prácticamente coincidentes. La distancia que las separa viene dada por el ángulo de desmoldeo que precisan estas piezas en su proceso de fabricación (entorno a 1°).

Se trata de un tramo muy corto, pero a la vez muy importante, ya que los esfuerzos que sufra la pieza se transmitirán por una sección muy débil. También, es una zona que no se sabe exactamente como se comportará ante el oleaje; el grado de movimiento de esa zona comporta distintos módulos resistivos. Por tanto, ante el desconocimiento y para garantizar una buena seguridad estructural, se aplicará un sobredimensionamiento de peso.

Como se dijo al inicio de Definiendo el problema, de la sección en cuestión derivan otras dos, mejor dicho, esas dos derivaciones constituyen la sección.

Por un lado, está la sección que se usará en los cálculos a tracción. Dicha sección resistirá los esfuerzos axiales de la condición de carga a tracción. Se puede visualizar haciendo un corte transversal en el centro del círculo por dónde pasará el pin de unión.

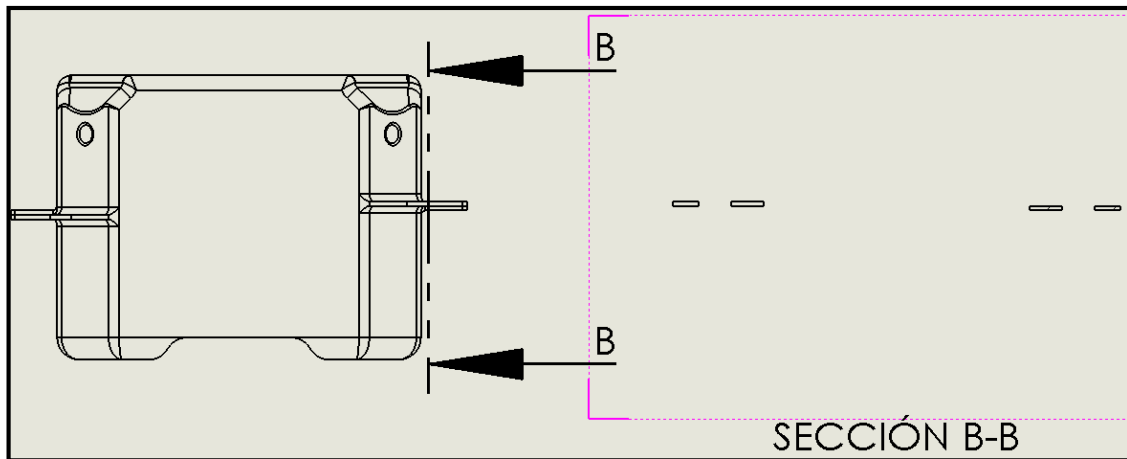


Figura 20. Sección de los anillos de unión con menor inercia

Por el otro lado, se halla la sección que se empleará en los cálculos a flexión. Dicha sección resistirá los esfuerzos flectores de la condición de carga a flexión.

Se observa un nuevo elemento resistivo respecto a la otra, cuya razón de ser se debe al apoyo que ofrece un módulo a su contiguo. Se trata de una deformación, totalmente despreciable, de los anillos de unión, a causa de la holgura existente entre MFE's. Este hecho, dota a la sección de un módulo resistivo mucho mayor, trasladando el eje neutro hacia la parte superior del MFE.

El elemento superior albergará tensiones de compresión, mientras que los elementos anillos de unión albergarán tensiones de tracción.

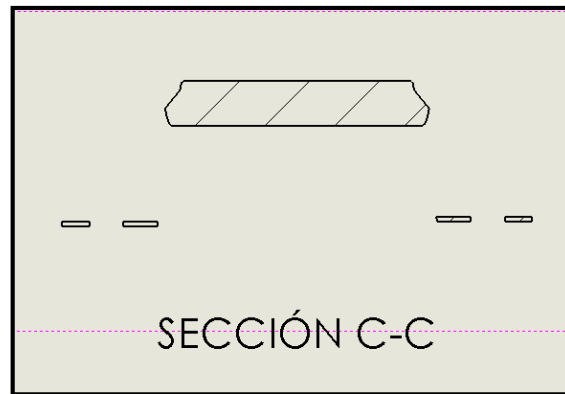


Figura 21. Sección del tramo de apoyo

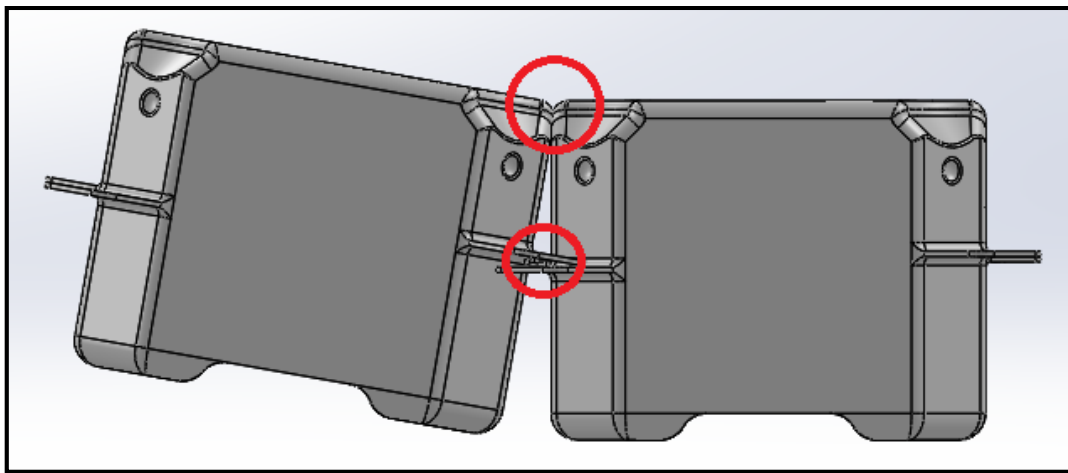


Figura 22. Comportamiento de la estructura cuando se la somete a cargas importantes. Dibujo exagerado para una mejor visualización.

En este caso, la inercia de la sección se calcula mediante el teorema de Steiner porque el programa Solidworks no permite el cálculo de las propiedades mecánicas de una sección compuesta como esta. Entonces, mediante el programa, se procede calculando el área (A) y el momento de inercia de interés de cada sólido ($I_{\text{sólido}}$). Luego, mediante Excel, el centro de áreas del conjunto de sólidos (eje neutro global). Finalmente, conociendo la distancia de los ejes neutros de cada sólidos respecto al eje neutro global (r), se aplica la siguiente expresión matemática para obtener la inercia del conjunto (I_{global}):

$$I_{global} = \sum_{i=1}^{n=\text{núm.sólidos}} I_{sólido,n} + A_n \times r_n^2 \quad (2)$$

Como sólido que represente el contacto entre módulos, servirá la parte superior de la sección del cuerpo del MFE, cuyos parámetros para calcular su inercia y área serán el valor del escantillón del MFE y el ancho del cubo, el ancho del cubo sin contar la parte redondeada que no mantiene contacto con el cubo adyacente, es decir, 294 mm.

2.3.2.4 tamaño del elemento de malla

El número de elementos de malla puede ser tan grande o pequeño como uno quiera, dependiendo del detalle que se pretenda conseguir en los resultados. Pero, hay que tener presente que, a mayor número de elementos mayor tamaño tendrá la matriz global, mayor gasto de memoria RAM y de tiempo y, sobretodo, si es requerimiento de este trabajo realizarlo en soporte Excel, el proceso será manual y muy laborioso. Por estos motivos, se ha procedido otorgando a cada elemento el tamaño de un MFE para "la sección cuerpo MFE" y 10mm a los elementos que representan la "sección de unión", restando 31 elementos en total; matriz global de 32x32 (nudos).

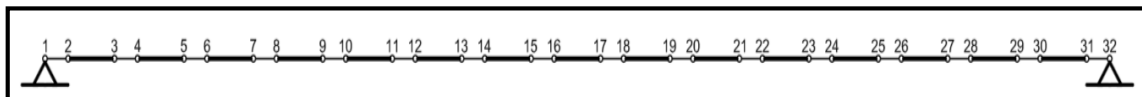
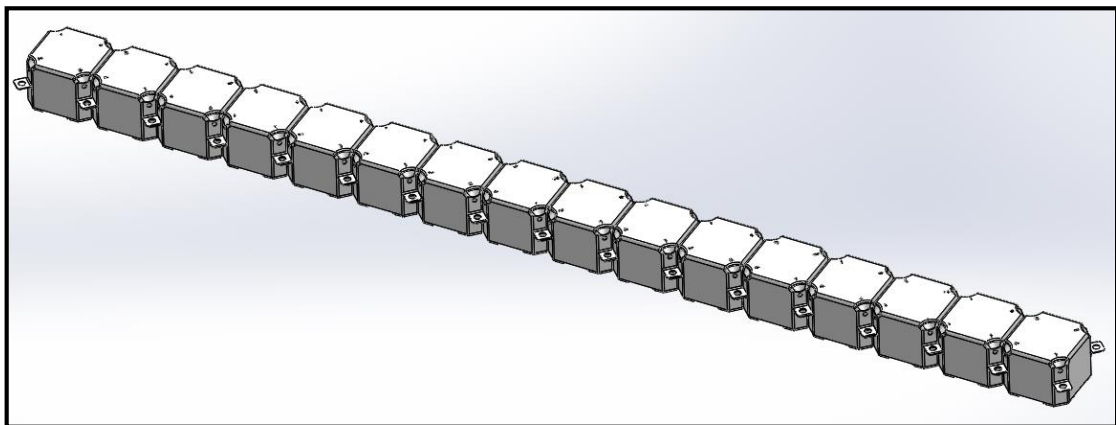


Figura 23. Representación de 15 MFE's en forma de viga biapoyada



2.3.3 El método de la rigidez en Excel verificado con Ramseries

En este apartado se comprobará si las ecuaciones lineales, en su forma matricial, y la disposición de las mismas en las celdas de Excel, son correctas y cumplen con el comportamiento esperado. Para ello, se pondrá en práctica un ejemplo sencillo de viga.

Mediante el software "Ramseries" se construye una viga a partir de dos puntos y un segmento que los une. La longitud del segmento será anotada e introducido su valor en el software Excel. Una aclaración importante de este paso es que el dato longitud no se introduce directamente en Excel; el soporte del método de la rigidez ha sido diseñado para dimensionar el tamaño del elemento y, dependiendo del número de elementos con los que haya contado el diseñador para establecer el soporte del método, marcará la distancia total entre apoyo y apoyo, o sea la longitud total del tramo viga.

Ramseries cuenta con unas extensas librerías dónde elegir una sección normalizada para la viga. Al tratarse de un ejemplo que sirva de verificación, cualquier sección es adecuada. En este caso, la sección elegida es del tipo cuadrado.

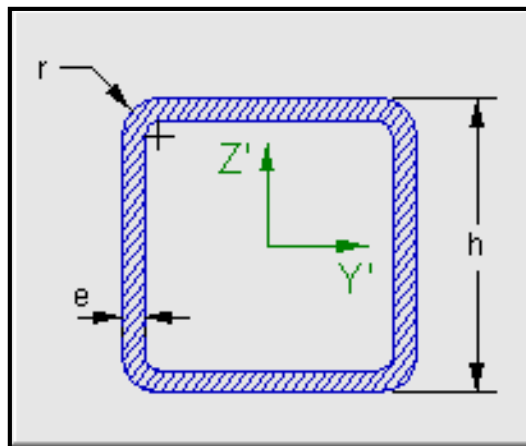


Figura 24. Sección cuadrada hueca extraída de la biblioteca de "Ramseries"

El programa nos ofrece varias propiedades geométricas y mecánicas de la sección, pero en esta ocasión se escogen y anotan aquellas que el programa Excel necesita para el computo, A saber:

PROPIEDADES SECCIÓN		
h	40	Mm
A	290	mm2
I_y	66000	mm4
z	20	Mm

Tabla 7. Propiedades de la sección cuadrada hueca

Se ha optado por la distancia entre el eje neutro y el punto más alejado ($z = 20 \text{ mm}$) para analizar las tensiones máximas, aunque no era un requisito necesario para llevar a cabo una correcta verificación de resultados; la variable "z" podía adoptar cualquier valor razonable.

En cuanto a material se refiere, se ha optado por un acero que venía por defecto con la sección. La propiedad de interés en este campo es el módulo de Young que, en el presente caso, tiene un valor de 210000 MPa.

No importa que condición de carga se le imponga al problema en cuestión si lo que se pretende es ver y comparar comportamientos entre un programa y otro. Por ello, sin ninguna preferencia o motivo aparente, se impone la condición de carga en vacío, es decir, contando solamente el peso de la propia estructura. El procedimiento para tal propósito es el siguiente:

- Contar el número de elementos MFE que se poseen en el soporte Excel y multiplicar ese número por el peso de cada MFE.
- Dividir el peso total entre la longitud de la viga.
- Aplicar en Ramseries una carga de presión a lo largo del tramo viga con un valor igual al obtenido en el paso anterior.

Como en Excel se anulan las ecuaciones que permiten los desplazamientos en el eje Z para fijar los nudos de los extremos, en Ramseries se seleccionan los puntos de los extremos del segmento para aplicarles la condición de apoyo vertical.

Teniendo una geometría, una condición de fijación y otra de carga establecidas, se genera una malla, el tamaño del elemento de la cual será el mismo que el del elemento MFE del Excel. Esto es así porque se pretende el mismo grado de detalle en los resultados de ambos programas y, de este modo, hacer una valoración más equitativa. El hecho de poseer más elementos en Excel que en Ramseries, puede parecer contradictorio a lo anteriormente dicho,

pero debido a que el tamaño de los elementos sobrantes, elementos que representan la matriz de rigidez de los nexos de unión, es despreciable y en este ejemplo tienen la misma matriz que los MFE's (porque se considera una sección continua a lo largo de la viga), apenas afectará al resultado.

La siguiente tabla muestra los resultados del esfuerzo cortante, el esfuerzo flector y la tensión en distintos puntos de la viga, espaciados entre ellos 510 mm. A primera vista se puede observar que la diferencia de valores entre ambos programas es casi insignificante, con un error relativo máximo del 2,23% en uno de sus puntos y un error relativo medio del 0,88%.

	RESULTADOS OBTENIDOS CON EXCEL			RESULTADOS OBTENIDOS CON RAMSERIES		
X (mm)	CORTANTE (N)	M. FLECTOR (N.mm)	TENSIÓN (Mpa)	CORTANTE (N)	M. FLECTOR (N.mm)	TENSIÓN (Mpa)
510	435,5	-239525,0	72,6	435,5	-239400,0	72,5
1020	368,5	-444880,0	134,8	368,6	-444200,0	134,6
1530	301,5	-616065,0	186,7	301,8	-615100,0	186,4
2040	234,5	-753080,0	228,2	234,9	-752100,0	227,9
2550	167,5	-855924,0	259,4	167,9	-854600,0	259,0
3060	100,5	-924599,0	280,2	101,1	-923300,0	279,8
3570	33,5	-959105,0	290,6	34,2	-957700,0	290,2
4080	-33,5	-959439,0	290,7	-32,8	-958000,0	290,3
4590	-100,5	-925605,0	280,5	-99,7	-924200,0	280,1
5100	-167,5	-857599,0	259,9	-166,7	-856200,0	259,5
5610	-234,5	-755424,0	228,9	-233,5	-754100,0	228,5
6120	-301,5	-619079,0	187,6	-300,4	-618000,0	187,3
6630	-368,5	-448564,0	135,9	-367,3	-447500,0	135,7
7140	-435,5	-243879,0	73,9	-434,3	-243200,0	73,8

Tabla 8. Comparación de resultados entre el método de la rigidez en "Excel" y "Ramseries"

ERROR RELATIVO		
CORTANTE (%)	M. FLECTOR (%)	TENSIÓN (%)
0,00	-0,05	-0,14
0,03	-0,15	-0,16
0,10	-0,16	-0,15
0,17	-0,13	-0,13
0,24	-0,15	-0,14
0,59	-0,14	-0,14
2,02	-0,15	-0,15
-2,23	-0,15	-0,15
-0,80	-0,15	-0,14
-0,48	-0,16	-0,14
-0,43	-0,18	-0,18
-0,36	-0,17	-0,15
-0,32	-0,24	-0,16
-0,27	-0,28	-0,18

Tabla 9. Error relativo entre los resultados de el método de la rigidez en "Excel" y "Ramseries"

2.3.4 Situación de carga horizontal

Situaciones que producen esfuerzos axiles son:

- corrientes marinas
- el empuje que genera el avance de las olas
- manipulación de agrupaciones de MFE's con maquinaria (en el proceso de ensamblaje)

En la fase de estudio de mercado, se halló, en unos pocos productos, la resistencia a tracción que soportaban los anillos de unión. Dichos valores servirán como referencia para dimensionar el espesor de los anillos, es decir, el espesor obtenido para los diferentes materiales de HDPE en esta condición de carga, deberá aproximarse al obtenido en la condición de carga vertical (flexión), cuya situación hipotética será personalizada para la aplicación o el fin de uso de la plataforma, que es facilitar el acceso al mar a personas con minusvalía.

La resistencia a tracción de los anillos, será con una carga en la dirección de la directriz de la pieza de 2500 Kg (25 KN), cuyo valor resulta de una media realizada a partir de los datos extraídos del estudio de mercado.

2.3.4.1 resultados

	NOMBRE COMERCIAL	LÍMITE TRACCIÓN (Mpa)	ESPESOR MÍN (mm)	A (mm²)
EXTRUSIÓN	Hostalen 4731 B	22,00	6,22	1137,06
	Hostalen ACP 6031 D	30,00	4,51	835,14
SOPLADO	Lupolen 4261 AG UV 60005	24,00	5,70	1045,25
	Hostalen ACP 6031 D	30,00	4,51	835,14
INYECCIÓN	POLYFLAM RHD 200	27,00	5,03	926,95
	Hostalen GC 7260 LS	30,00	4,51	835,14

Tabla 10. Resultados de espesores mínimos, según material HDPE, para resistir la carga horizontal

Aunque el método de la rigidez es el protagonista de esta sección, no ha sido necesario su empleo en este análisis porque la alternativa se ha considerado más sencilla; ir tomando áreas de la sección de unión desde SolidWorks para diferentes espesores y tipos de HDPE comerciales y, computar la relación con la fuerza de aplicación (25KN) para obtener la tensión. La comparación entre la tensión resultante y el límite a tracción del material, permite la discriminación de los valores que se van introduciendo en la cota del escantillón hasta llegar al mínimo permisible.

2.3.5 Situación de carga vertical

Se ha recurrido a imaginar la peor situación posible para diseñar el caso de carga vertical, esta es:

Una terrible tormenta hace acto de presencia sorprendiendo a una plataforma de bañistas con aforo máximo. Los bañistas empiezan a desalojar la plataforma por la pasarela que conecta con la playa, de forma impulsiva y sin control. Se empiezan a concentrar en línea justo en las zonas dónde hay un valle de ola y los tramos restan colgantes. Suponiendo que la distancia mínima que dejarán en ese momento entre unos y otros sea de 2 módulos (98 cm), entonces

habrá una persona cada dos módulos con un peso máximo y sobredimensionado de 144 Kg, tal que así:

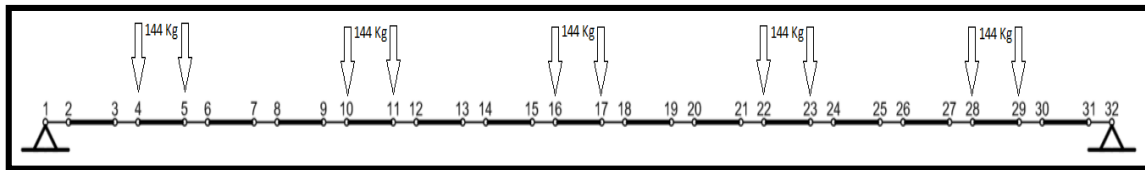


Figura 25. Representación de las cargas aplicadas sobre los nodos pertinentes

Aunque, en la figura de arriba no se visualice los pesos de la propia estructura, también se han tenido en cuenta en el cálculo, anotando en cada nudo de la matriz global la mitad del peso, en newtons, del MFE. La masa del módulo varía según material y escantillón.

Se ha calculado el valor de la tensión en el punto más alejado del eje neutro, en el límite inferior de los anillos de unión, pero además, es necesario calcular en esa zona, ya que la comparación que se lleva a cabo para evaluar el mínimo espesor, se hace conociendo el límite elástico a tracción y, es en esa zona donde ocurrirá la tracción siempre, tanto si la viga flexa hacia arriba como si lo hace hacia abajo.

El límite elástico a compresión de los materiales se desconoce, por este motivo no se ha procedido evaluando la zona de compresión que, al fin y al cabo, es la más resistente. Si la zona que trabaja a tracción resiste las condiciones de carga impuestas sin deformarse plásticamente, también lo hará la de compresión.

Como se trata de un proceso de iteraciones y de actualizar la información computada por la obtenida, el peso de los módulos también varía. Es por ello que es necesario ir actualizando el valor del peso del módulo en el método de la rigidez cada vez que el espesor toma un valor distinto.

2.3.5.2 resultados

A continuación, se muestran los espesores de los anillos validados en Excel por el método, así como también las áreas e inercias que constituyen el conjunto de la sección.

SECCIÓN UNIÓN			
NOMBRE COMERCIAL	ESPESOR ANILLOS (mm)	A (mm ²)	I (mm ⁴)
Hostalen 4731 B	10,1	3809,58	36869520
Hostalen ACP 6031 D	7,5	3065,33	27217127
Lupolen 4261 AG UV 60005	8,80	3595,86	33436689
Hostalen ACP 6031 D	7,5	3065,33	27217127
POLYFLAM RHD 200	8,4	3315,38	30402761
Hostalen GC 7260 LS	7,52	3068,86	27273468
SECCIÓN CUERPO DEL MFE			
NOMBRE COMERCIAL	ESCANTILLÓN (mm)	A (mm ²)	I (mm ⁴)
Hostalen 4731 B	6,76	11118,13	239637672
Hostalen ACP 6031 D	5,79	9542,83	206760614
Lupolen 4261 AG UV 60005	6,47	10647,87	229860301
Hostalen ACP 6031 D	5,79	9542,83	206760614
POLYFLAM RHD 200	6,1	10047	217321580
Hostalen GC 7260 LS	5,79	9542,83	206760614

Tabla 11. Resultados del espesor mínimo necesario, según material HDPE, para resistir la carga vertical

En la Tabla 11, se puede observar que el espesor de los anillos es mayor que el hallado en la condición de carga horizontal, Tabla 10; alrededor de un 60% más. No son valores escandalosamente grandes con respecto a la referencia, pero es cierto que, debido al factor innovación y escasos antecedentes encontrados, el sobredimensionamiento aplicado en todas las fases del diseño estructural ha sido acumulativo y procurando siempre un coeficiente de seguridad grande.

SECCIÓN UNIÓN			
NOMBRE COMERCIAL	LÍMITE A TRACCIÓN (MPa)	TENSIÓN EN "ELEMENTO 17"	$Z_{máx}$ (mm)
Hostalen 4731 B	22,00	21,90	102,73
Hostalen ACP 6031 D	30,00	29,85	105,30
Lupolen 4261 AG UV 60005	24,00	23,89	102,18
Hostalen ACP 6031 D	30,00	29,85	105,30
POLYFLAM RHD 200	27,00	26,88	103,94
Hostalen GC 7260 LS	30,00	29,81	105,20

Tabla 12. Tensión máxima dada en la mitad del tramo de módulos según material

La distancia entre el eje neutro global y el punto más alejado ($Z_{máx}$) para la sección cuerpo del MFE es 176,5 mm. Este valor permanece constante para todos los casos ya que las dimensiones del cuerpo del cubo no cambian.

Capítulo 3. Material y módulo resistente

3.1 Principios de la mecánica aplicados

En la fase de diseño de cualquier estructura es imprescindible tener en cuenta los dos elementos que conforman la rigidez: el material y el módulo resistente.

El módulo resistente, depende de la característica geométrica con la que afrontar los esfuerzos flectores, contribuyendo a ganar resistencia frente al giro respecto al eje neutro. Una característica que el ingeniero puede alterar y modificar, libremente, para adaptarla a los requisitos del proyecto, siempre y cuando se respeten las restricciones de esbeltez necesarias para que el "Principio de Saint-Venant" se cumpla y, de este modo, evitar distribuciones de carga no uniformes en las secciones.

La característica geométrica que posee una sección, además de otorgar una Inercia, tiene implícita una área que opone resistencia a los esfuerzos axiales. Por este motivo, el diseñador debe tener consciencia de este hecho si en el análisis estructural intervienen fuerzas paralelas a la directriz de la viga.

La oposición que presenta la geometría de la sección ante una flexión simple o compuesta, el material la percibe o la cuantifica como una tensión.

Si uno se quiere ceñir al llamado "Principio de la Rigidez" para realizar el cálculo estructural, la respuesta del material tiene que ser lineal y ajustarse a la "Ley de Hooke" de elasticidad, es decir, que la tensión se halle dentro del régimen elástico del material. Es en este tramo elástico

de la gráfica tensión-deformación donde uno puede predecir su comportamiento y, también, donde la deformación y, por tanto, los desplazamientos son más pequeños.

La característica geométrica de la sección está directamente relacionada con el material mediante el módulo de Poisson e influye en la reducción de la sección, incrementando a su vez, la tensión, pero como el método de aplicación es el de Rigidez y supone pequeños desplazamientos, la deformación transversal se puede despreciar.

3.2 Polietileno de alta densidad

El HDPE es un polímero de monómero de etileno (C_2H_4). formado por largas cadenas lineales de CH_2 tras la polimerización del etileno.

Se diferencia del polietileno de baja y media densidad por su mayor peso molecular y por sus mejores propiedades mecánicas.

Se trata de un termoplástico barato y reciclable, hecho que lo convierte en una materia prima muy atractiva a los ojos de la industria del moldeo en caliente.

Por si solo es un material muy poco reactivo, prácticamente inerte. Esto hace que tenga una buena resistencia química. Por ello se emplea mucho como envase para preservar comida, disolventes e incluso ácidos con un pH bajo. También, una opción acertada para resistir el implacable ataque químico del entorno marino.

Su única debilidad física viene dada por la rotura de los enlaces covalentes entre las macromoléculas de HDPE ante la radiación UV, causando microfisuras que deterioran el material y empobrecen drásticamente sus propiedades mecánicas. Por suerte, este problema es solventado aplicando una sustancia llamada "Negro de Humo", simple carbón amorfo (C), el contenido del cual en el material no debe ser inferior al 2%, según la normativa ASTM D 1603 y NTP ISO 18553.

3.2.1 HDPE's del mercado

La base de de datos del programa CES EduPack ofrece una amplia gama de productos PE que facilitan sus propiedades físicas y mecánicas en las respectivas webs de sus proveedores o fabricantes. La finalidad es que los parámetros de interés buscados en dichos productos, sirvan como referencia para tener una idea de sus valores reales y, de esta manera, realizar un diseño estructural con materiales que verdaderamente se pueden confeccionar y comprar.

El mundo de los termoplásticos es parecido al mundo de los composites, en el aspecto de que el material se crea y uno puede variar sus propiedades. Por un lado se puede calentar, variar la temperatura, variar los tiempos de enfriamiento y con ello estudiar la cristalografía del polímero para modificar su rigidez como aproximadamente se desee. Pero modificar temperatura y tiempo para variar propiedades, es una técnica también empleada en los metales, por tanto, lo que diferencia los termoplásticos de estos es que son polímeros y según cómo se polimerice la molécula, la unidad básica de la red cristalina del material, variará de tamaño, peso y forma. Con todo esto se pretende comunicar que la forma de proceder con este proyecto sería contratar o subcontratar los servicios de asesoramiento o de producción de una empresa especializada en el campo del HDPE para conformar un material adecuado a los propósitos del trabajo.

A continuación, se expone una tabla con materiales HDPE comerciales que se contemplaran para realizar los cálculos estructurales.

NOMBRE COMERCIAL	LINK DE LA EMPRESA	ρ (Kg/m ³)	E (Mpa)	YIELD STRESS (Mpa)	MÉTODO DE PROCESADO
POLYFLAM RHD 200	http://www.aschulman.com	1050	1400	27	moldeado por inyección
POLYFLAM RHD 5000 E	http://www.aschulman.com	1060	800	24	extrusión
ALTECH PE-HD A 2010/506 GF10	http://www.albis.com	1010	1400-1600	30-25	moldeado por inyección
ALTECH PE-HD A 2020/506 GF20	http://www.albis.com	1080	2600-2700	45-17	moldeado por inyección
ALTECH PE-HD A 2040/500 GF40	http://www.albis.com	1250	3300-3100	45-30	moldeado por inyección

Histif 5431 Z	http://www.lyondellbasell.com	954	1200	27	moldeado por soplado
Hostalen 4731 B	http://www.lyondellbasell.com	947	850	22	extrusión
Hostalen ACP 5231 D	http://www.lyondellbasell.com	952	1100	25	moldeado por soplado
Hostalen ACP 5331 A	http://www.lyondellbasell.com	952	1050	26	moldeado por soplado
Hostalen ACP 5331 H	http://www.lyondellbasell.com	953	1150	30	inyección y compresión
Hostalen ACP 5531 B	http://www.lyondellbasell.com	954	1250	27	extrusión y soplado
Hostalen ACP 5831 D	http://www.lyondellbasell.com	959	1320	28	extrusión y soplado
Hostalen ACP 6031 D	http://www.lyondellbasell.com	960	1350	30	extrusión y soplado
Hostalen ACP 6541 A UV	http://www.lyondellbasell.com	954	1100	22	inyección y compresión
Hostalen GC 7258	http://www.lyondellbasell.com	958	1400	28	moldeado por inyección
Hostalen GC 7260 LS	http://www.lyondellbasell.com	960	1450	30	moldeado por inyección
Lupolen 4261 AG UV 60005	http://www.lyondellbasell.com	945	850	24	moldeado por soplado
Lupolen 4552D SW00413	http://www.lyondellbasell.com	956	900	23	extrusión y coating
LUTENE-H BE0350	http://www.chemwide.com/index.html	958	1200	30	moldeado por soplado

Tabla 13. Marcas de materiales HDPE referentes en el mercado

En el caso que el material seleccionado careciera, por ejemplo, de negro de humo, su agregación crearía dislocaciones, modificando así sus propiedades. La empresa especializada en HDPE se encargaría de hallar o crear otro material con las mismas o, seguramente, mejores propiedades mecánicas que cumpliera con los requisitos estructurales y con el negro de humo incluido, ya que la estructura va estar expuesta a la intemperie.

Capítulo 4. Diseño del pin conector

4.1 Espesor del tubo pasante

El tubo pasante del pin conector debe poseer el espesor adecuado para resistir la presión que recibe de los anillos de unión del MFE. Una presión que resulta de la fuerza límite que soportan los anillos a tracción (2,5 KN) dividido por el área de contacto entre el pasante y el pasador, es decir, la mitad del área de la cara interior de los anillos de unión. Dicha presión, es diferente para cada material, debido a la variación de espesor entre anillos de diferentes HDPE's. Esto se visualizará mejor a continuación.

Existen dos configuraciones críticas posibles (de aplicar la presión sobre el pasante) que dependen de la dirección que tome la carga horizontal sobre el conjunto de MFE's. Una de ellas se describe como:

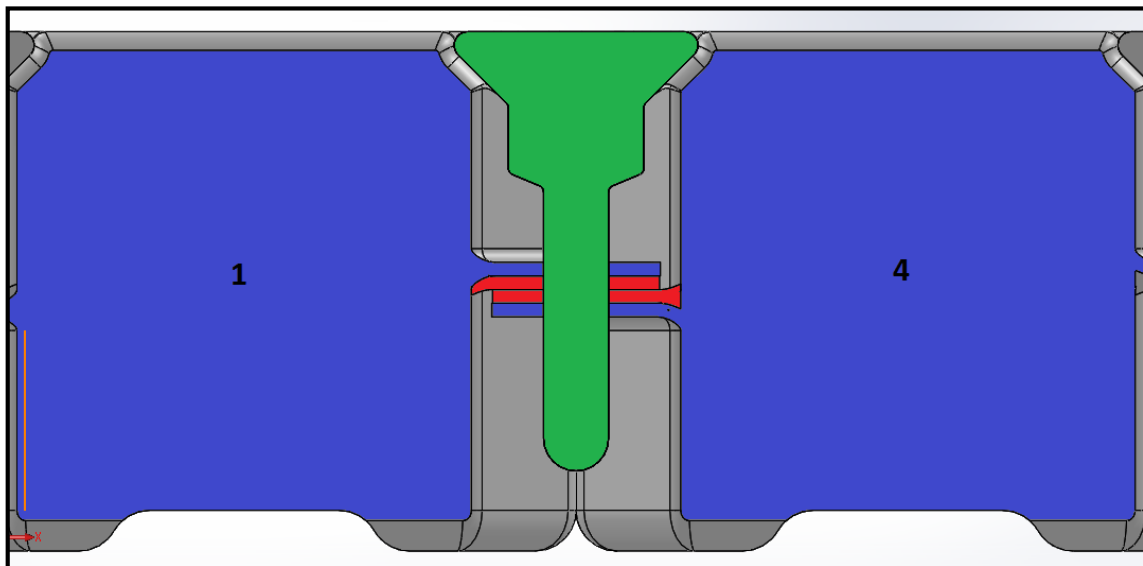


Figura 26. dirección y sentido de las presiones según la disposición de los anillos de unión, caso 1; dirección perpendicular al plano de la fotografía.

Las presiones que ejercen los anillos 1 y 4 tienen el mismo sentido, de manera que se forma un "sándwich" de presiones, cuyo centro está formado por los anillos 2 y 3 con una presión opuesta a la de las tapas (1 y 4), creando una situación de quebranto al pasante. A esta situación se la llamará "caso 1", con validez de nombramiento solamente en este capítulo, Diseño del pin conector.

Para una dirección de carga horizontal, perpendicular a la de la configuración anterior, se describe el otro caso como:

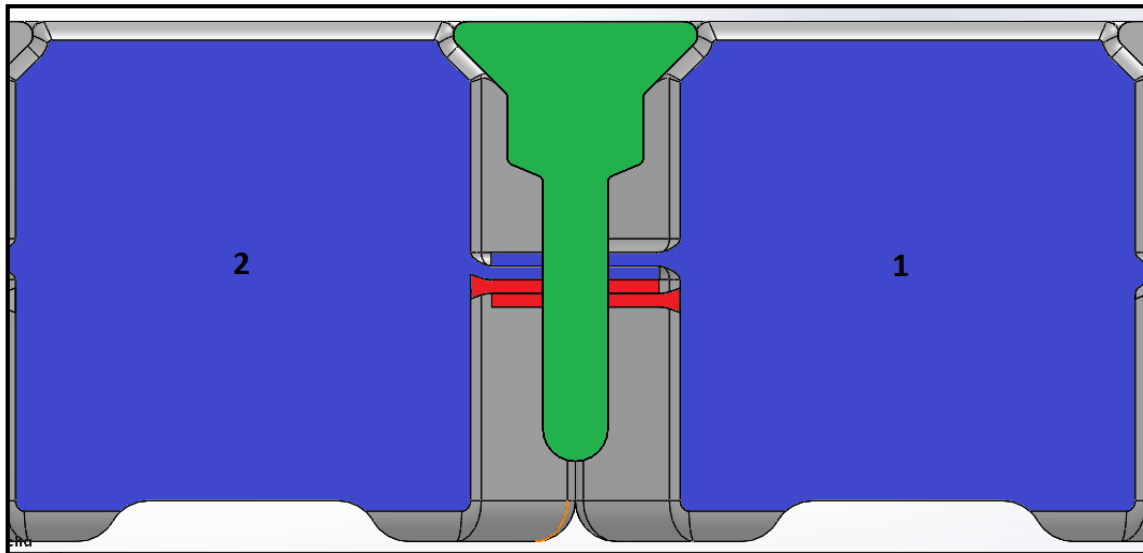


Figura 27. Dirección y sentido de las presiones según la posición de los anillos de unión, caso 2; dirección perpendicular al plano de la fotografía

Las presiones que ejercen los anillos 1 y 2 tienen el mismo sentido, de manera que se forma un par de fuerzas, por un lado, una palanca con la fuerza de los anillos 1 y 2 y, por el otro lado, una palanca con la fuerza de los anillos 3 y 4. A esta situación se la llamará "caso 2".

4.1.2 Análisis estructural mediante Ramseries

Para el análisis de tensiones que generan dichas presiones y, de este modo, establecer un espesor adecuado, se empleará el programa "RamSeries", generando una geometría cilíndrica

tipo lamina para cada material y haciendo distinción de sus respectivas zonas de presión, según la posición vertical de los anillos de unión. Se recuerda que para cada marca comercial de HDPE existe una posición vertical de los anillos de unión única, condicionada por el espesor de los mismos.

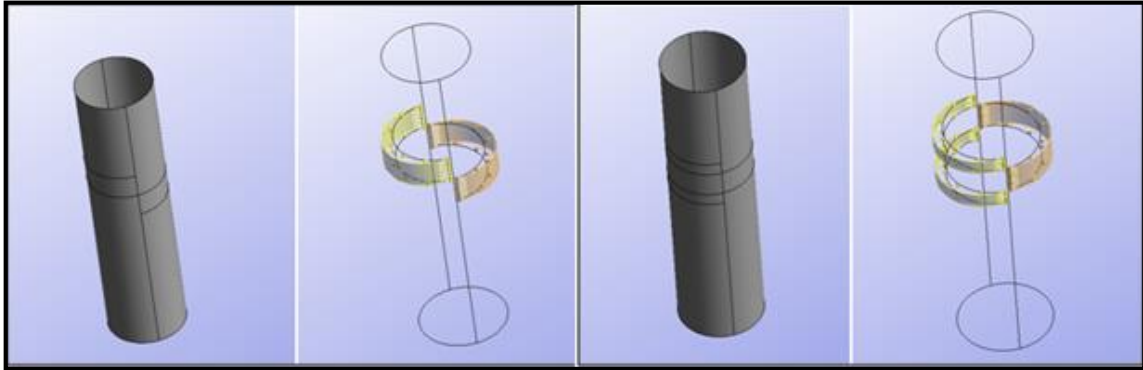


Figura 28. Visualización de las cargas en el tubo pasante mediante "Ramseries"

Antes de proceder con lo dicho, se realiza un modelo de prueba para discriminar que situación de carga horizontal es más crítica, el "caso 1" o el "caso 2". Con esto se ahorra el tener que hacer dos tipos de geometría para cada material. Escogiendo la más crítica, se garantiza la resistencia estructural de la otra.

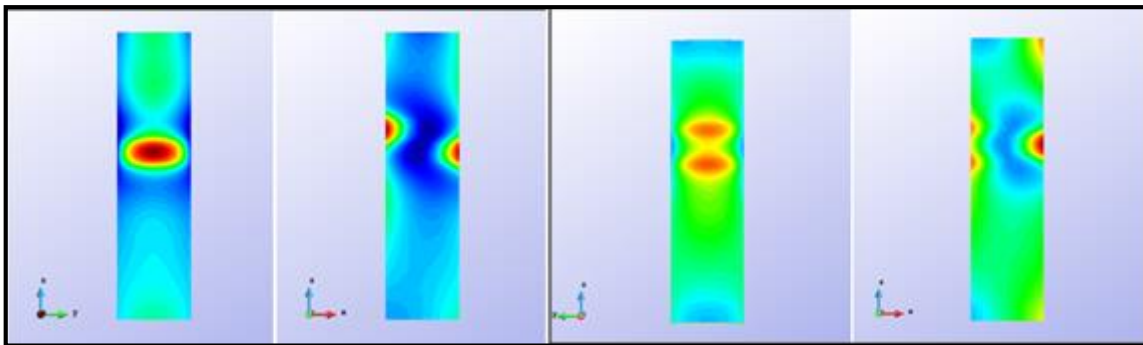


Figura 29. Diagrama de la distribución de las tensinos sufridas, caso 1(derecha), caso 2 (izquierda)

La diferencia existente entre la tensión máxima de cada caso es mínima, no difieren mucho la una de la otra. Aún así, el caso que obtiene una mayor tensión es el "caso 1" y, es este con el que se trabaja.

4.1.3 Resultados

NOMBRE COMERCIAL	ESCANTILLÓN (mm)	$s_{\text{máx}}$ (Mpa)	$s_{\text{límite}}$ (Mpa)
Hostalen 4731 B	16,10	21,93	22,00
Hostalen ACP 6031 D	14,42	29,20	30,00
Lupolen 4261 AG UV 60005	15,90	23,89	24,00
Hostalen ACP 6031 D	14,42	29,20	30,00
POLYFLAM RHD 200	14,80	26,91	27,00
Hostalen GC 7260 LS	14,40	29,38	30,00

Tabla 14. Resultados del escantillón del tubo pasante, según material HDPE

Viendo los resultados y teniendo en cuenta que el radio exterior del pasante es de 24mm, los escantillones obtenidos son considerablemente grandes. Si este hecho produjera problemas en algún momento del proceso de diseño o de moldeado, se podría rediseñar los anillos de unión y aumentar la superficie de contacto con el pasante. Otra opción para reducir la presión sería diseñar unas plaquitas con un alto nivel de rigidez que, colocadas entre los anillos y el pasante, aumentarían la superficie de contacto.

4.2 Diseño del sistema de fijación: espesor de los 4 elementos de fijación

Inicialmente, se planteó, erróneamente, como los elementos de fijación trabajan cuando se asegura el pin conector. Se creía que dichos elementos se deformaban para permitir la rotación del pin conector hasta posicionarlos en sus respectivas muescas, donde recuperarían su forma original y asegurarían el ensamblaje.

Después de varios cálculos, empleando tanto las fórmulas de Roark para membranas esféricas como el programa RamSeries, se ha llegado a la conclusión que debido a la relación radio/espesor de los elementos de fijación, no es posible alcanzar la deformación necesaria con un polietileno, ya que su módulo de Young es demasiado grande.

Una solución prematura fue sustituir el polietileno de esa zona por un elastómero llamado Goma EVA, también conocido como foamy, el cual posee un módulo de Young mucho menor y por tanto más flexible, pero pronto, esta opción fue descartada porque complicaría el proceso de producción.

Aún haciendo importantes modificaciones en las dimensiones de los elementos de fijación, con el fin de variar la relación radio esférico/espesor, el resultado obtenido dista muy lejos de la flecha o desplazamiento deseado. Es por esta razón que ha sido necesario replantearse el problema desde otra perspectiva:

Para poder girar la llave de ensamblaje y deslizar así los elementos de fijación, es necesario que exista una deformación, pero no en los mismos elementos como se pensaba en un principio, sino en la superficie del chaflán donde se ubican las muescas, es decir, el chaflán actúa como elemento flexible y el elemento de fijación como elemento rígido, cuando este último gira, va deformando progresivamente la superficie con la que está en contacto. Al comienzo de la operación de giro, se requerirá más fuerza, pero a medida que el elemento de fijación avance hacia el centro del chaflán, el movimiento se tornará más suave. La forma esférica de los elementos de fijación ayuda a facilitar la entrada del elemento en la superficie del chaflán y, además, mantiene el mínimo contacto con la pared; hecho que disminuye la fricción.

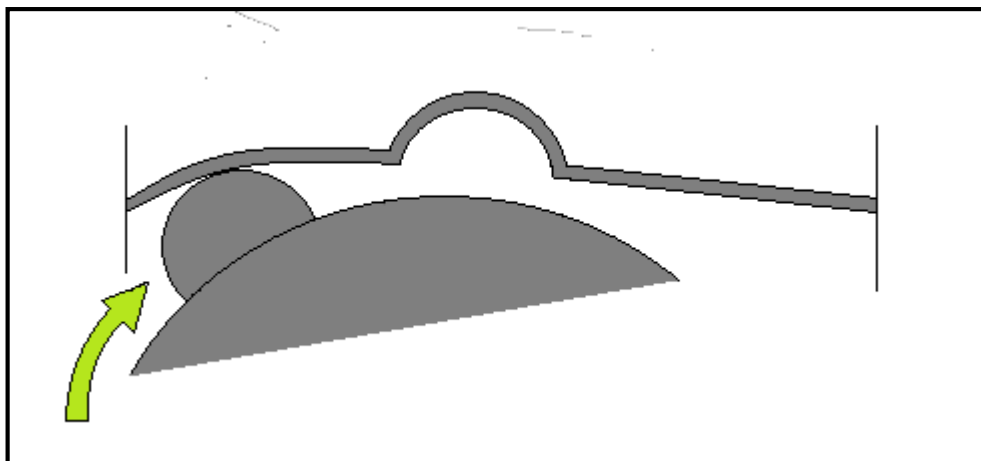


Figura 30. Esquema de la operación de fijación de 1 de los 4 elementos de fijación

Entonces, los elementos de fijación cumplirán su función con un mínimo de espesor. Bastará con la mitad del valor asignado al escantillón del pasador del pin conector, aunque para

facilitar la producción y debido a que el volumen de estos elementos es pequeño, se rellenará completamente de HDPE, otorgando una mayor rigidez.

4.2.2 Validación del escantillón de los chaflanes del MFE

Los chaflanes forman parte del cuerpo del MFE, así que su escantillón ya se definió anteriormente.

Este apartado tratará, básicamente, de confirmar si el espesor de dichos chaflanes es suficiente para que un operario pueda rotar el pin conector fácilmente. Pudiera ser que fuera necesario reducir el espesor para no invertir tanta fuerza o, también, el caso contrario; aumentar el espesor para asegurar la resistencia estructural en la operación de ensamblaje.

Para llevar a cabo esta comprobación, se utiliza el programa RamSeries, creando una membrana plana con la misma geometría y dimensiones que la pared del chaflán del MFE. Se empieza con un escantillón de los obtenidos en la Tabla 6. Escantillón del cuerpo del MFE según tipo de HDPE, cualquiera. La fuerza que genera el par mediante la llave de ensamblaje, ira variando de valor hasta lograr una flecha o desplazamiento igual a 10 mm en el centro del chaflán. Una vez sabida la fuerza mínima requerida en los 4 elementos de fijación, se dimensionará la llave de ensamblaje.

Los 10 mm requeridos son los que por diseño preliminar, se dispusieron como el valor de la distancia que el elemento de fijación sobresale del chaflán.

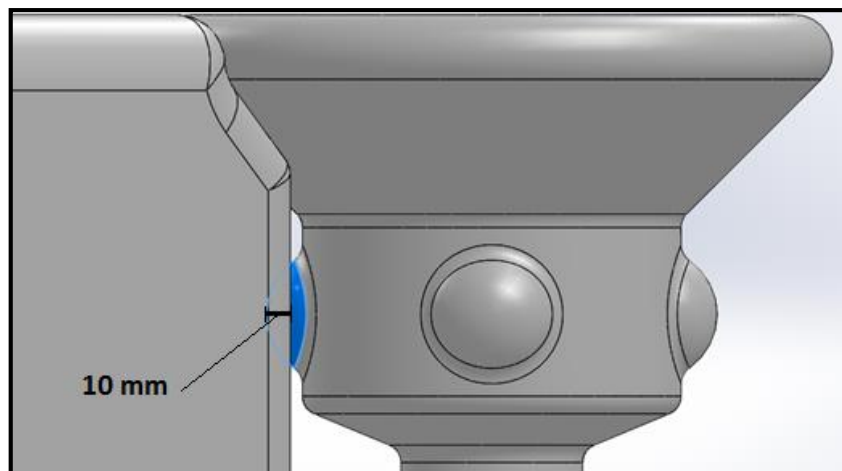


Figura 31. distancia que el elemento de fijación penetra en el chaflán

4.2.2.2 resultados y solución alternativa

En el proceso de cálculo estructural del chaflán se observó que, para todos los materiales HDPE de la lista, era necesario variar el escantillón de la pared, a pesar de llevar al límite la carga que podía soportar. Una carga que se ha creído oportuno ubicar en el centro del chaflán y a la altura de la muesca donde el elemento de fijación va encajado, con el fin de alcanzar una simulación más cercana de cómo afectaría, estructuralmente, la operación de fijación al chaflán en la realidad

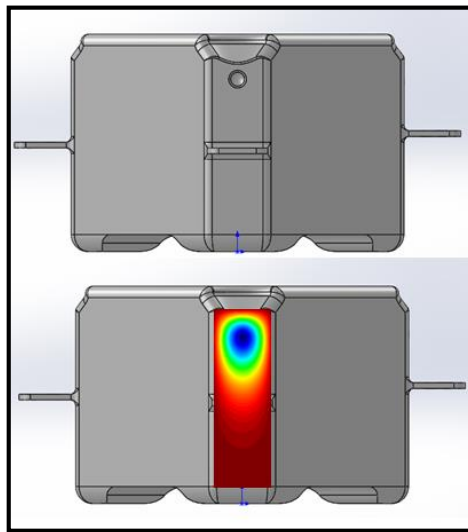


Figura 32. Distribución de las tensiones máximas en el chaflán durante la operación de fijación

En vez de variar el escantillón, se ha optado por una solución más sencilla y que posteriormente significaría menos complicaciones en la producción, ya que fabricar una pieza de múltiples espesores es complicado y a veces, según la geometría de la pieza, inviable; se trata de productos que se producen en grandes cantidades e invirtiendo pocas operaciones en confeccionar la unidad. Es por ello que sería más óptimo y rentable disminuir la distancia de los elementos de fijación, en la dirección normal de la superficie del chaflán.

NOMBRE COMERCIAL	DESPLAZAMIENTO MÁX. (mm)	FUERZA APLICADA (N)	$s_{\text{máx}}$ (Mpa)	$s_{\text{límite}}$ (Mpa)
Hostalen 4731 B	7,55	100,80	19,05	22,00
Hostalen ACP 6031 D	6,80	140,00	25,98	30,00
Lupolen 4261 AG UV 60005	7,55	100,80	20,78	24,00
POLYFLAM RHD 200	6,86	134,40	24,30	27,00
Hostalen GC 7260 LS	6,34	140,00	26,70	30,00

Tabla 15. Distancia/desplazamiento corregido que el elemento de fijación penetra en el chaflán

En la tabla anterior, se puede observar que las tensiones máximas sufridas no se acercan a la tensión límite de la región elástica de cada material, lo lógico sería apurar al máximo ese valor para ganar más desplazamiento, pero entonces supondría una inversión enorme de fuerza por parte del operario de montaje. Esta fuerza se reduciría con un diseño de palanca, en la llave de ensamblaje, adecuado, pero tampoco se puede exagerar las dimensiones de la palanca, ya que, exagerando la situación, se podrían necesitar hasta dos operarios para manejarla y, eso no es deseable para este proyecto.

Así pues, según el material con el cual se conforme el producto, la parte saliente del elemento de fijación poseerá una longitud igual al desplazamiento estipulado en la Tabla 15.

Capítulo 5. Estabilidad del artefacto flotante

5.1 Metodología empleada

El cálculo de la estabilidad para cualquier artefacto flotante, consiste en someter a dicho artefacto a una serie de condiciones de carga y, comprobar que la escora generada por la magnitud del peso y la distribución de las cargas, permanezca dentro del límite admisible que impongan los criterios pertinentes al tipo de buque o plataforma que se esté diseñando.

Los ríos, lagos y, en especial los mares, están sujetos a la fuerza del viento y a los cambios de temperatura, hecho que hace que se tornen superficies inestables, generando importantes masas de agua en movimiento. Estas masas de agua o olas, suponen un peligro de balanceo para los cuerpos flotantes, hasta el punto de vuelco, es por ello necesario dotar al artefacto flotante de la capacidad suficiente para que, en las condiciones de mar establecidas, pueda autoadrizarse y volver a la situación de equilibrio. Para realizar este estudio se traza la curva de brazo adrizante "GZ" en función de la escora (de -180° hasta 180°).

El presente proyecto lo constituye una plataforma de carácter modular, es decir, que no se trabaja para una única geometría o forma de plataforma, ni tampoco con unas dimensiones determinadas; se trabaja para muchas e inimaginables configuraciones. Así pues, es necesario acotar la libertad de diseño de la plataforma a unas subunidades de configuración prefijada.

Una subunidad estará formada por un cantidad fija de MFE's. La cantidad exacta de MFE's estará definida por el número de módulos requeridos que garanticen el cumplimiento de los criterios de estabilidad ante cierta situación de carga.

Se diseñarán dos tipos de subunidades , cuyas configuraciones y número de módulos dependerán de dos condiciones de carga; una para cada subunidad.

- **Subunidad 1:** albergará 1 persona a bordo.

- **Subunidad 2:** albergará 1 persona a bordo sentada en la silla hidráulica.

Estas subunidades servirán como referencia en la fase de diseño de la plataforma. Ejemplo: para el diseño de una plataforma que albergue 2 personas a bordo, al menos serán necesarias 2 subunidades. De esta manera, el ingeniero o el jefe de montaje dimensionará, según los requisitos del cliente, una plataforma que cumpla con los criterios de estabilidad.

5.2 Criterios de estabilidad aplicados

Los criterios de estabilidad vendrán definidos por la normativa DNV de un buque de pasaje. Es lo más parecido a los propósitos del proyecto que se ha hallado, sobretodo es de especial interés saber el ángulo de escora máxima de este tipo de buque, ya que se ha estudiado para garantizar que el pasaje sufra el menor desequilibrio posible dentro de la embarcación.

203 Additional criteria

- the angle of heel on account of crowding of passengers to one side shall not exceed 10 degrees
- the angle of heel on account of turning should not exceed 10 degrees when calculated using the following formula:

$$MR = 0.02 V_o^2 D (KG - d/2)/L$$

MR= heeling moment (tm)

V_o = service speed (m/s)

L = length of ship at waterline (m)

D = displacement (t)

d = draught (m)

KG= height of centre of gravity above keel (m).

204 When applying the additional criteria in 303 the following shall be assumed:

- 1) A mass of 75 kg shall be assumed for each passenger except that this value may be reduced to not less than 60 kg where this can be justified. In addition, the mass and distribution of the luggage shall be taken into account.
- 2) The height of the centre of gravity for the passengers shall be assumed equal to:
 - 1.0 m above deck level for passengers standing upright. Account may be taken, if necessary, of camber and sheer of deck
 - 0.3 m above the seat in respect of seated passengers.
- 3) Passengers without luggage shall be considered as distributed to produce the most unfavourable combination of passenger heeling moment and or initial metacentric height, which may be obtained in practice. A value of not less than 4 persons per square metre shall be applied.

Figura 33. Criterios de estabilidad aplicados a un buque de pasaje. Fuente: Normativa DNV [5]

No se pretende seguir, uno a uno, los criterios mostrados en la Figura 33 porque la mayoría no son aplicables a este proyecto, pero sí que sirve para tener una idea de cómo desarrollar unos criterios de estabilidad propios del trabajo que se está realizando. De este modo:

- el ángulo de escora con todo el pasaje a una banda no debe sobrepasar los 10° ; el ángulo de escora de la subunidad con la persona situada a 10 cm del borde no debe exceder de los 10° .
- La altura del centro de gravedad de los pasajeros que están de pie, deberá situarse a 1m de la cubierta; la altura del centro de gravedad de la persona a bordo de la subunidad, deberá situarse a 1m de la cubierta.
- Una masa de 75 kg deberá ser asumida para cada pasajero del buque; una masa de 120 kg deberá ser asumida por la persona a bordo de la subunidad. Recordar que 120 kg es el peso máximo que puede soportar la silla hidráulica. No se puede asumir 75 kg porque las dimensiones y el peso de la subunidad en comparación con un buque de pasaje son ridículas, entonces supondría un error fatal no considerar el máximo peso que puede admitir un MFE.

Un último criterio que no se visualiza en la normativa DNV, es que la "subunidad 1" posea una configuración de cuadrado, como la configuración que se da en el ensamblaje básico. Es preciso esta restricción, ya que constituye una subunidad simétrica y, por ende, garantiza que los criterios precedentes se cumplirán sea cual sea la posición de la persona en la cubierta; momentos de inercia iguales en los ejes de estribor/babor y adelante/atrás.

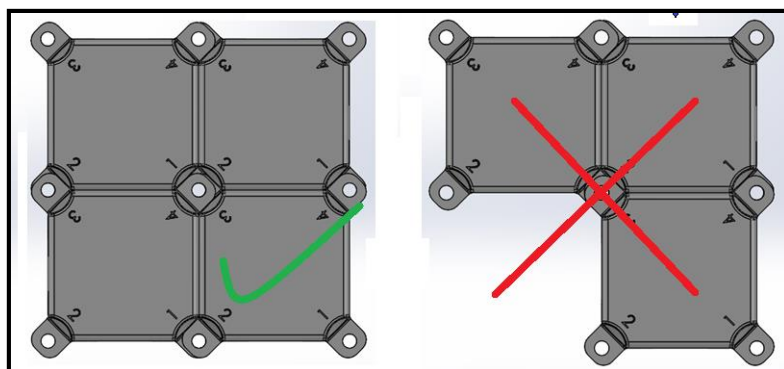


Figura 34. Configuración correcta (izquierda) e incorrecta (derecha)

5.3 Situación de equilibrio

La situación de equilibrio se da cuando el centro de gravedad del conjunto "CG", persona + subunidad, se alinea con el centro de carena "CB". Existen varias situaciones de equilibrio, pero solo es una la que se está buscando y, se da cuando la distancia entre la quilla y el centro de gravedad del conjunto "KG" es menor que la distancia entre la quilla y el metacentro "KM", manteniendo un equilibrio estable.

Mediante el programa "Maxsurf Modeler", se crea una geometría cúbica con las mismas dimensiones que debería tener la subunidad que se está diseñando. Para ser más exactos y tener en cuenta las hendiduras y los redondeos del diseño del MFE, se aplica un factor de forma, adimensional, de 0,899.

Una vez creada la geometría y un sistema de referencia del artefacto dentro del programa, se exporta a "Maxsurf Stability", donde se evaluará su estabilidad y se decidirá si es apto o no.

5.3.1 Subunidad 1

5.3.1.1 caso 1: 4 módulos y 1 nivel

DIMENSIONES (mm)			ÁNGULO DE ESCORA (deg)	KM (m)	KG (m)	VALIDACIÓN
946,000	946,000	370,000	167,300	-0,220	1,172	no apto

Tabla 16. Validación de la situación de equilibrio de la subunidad 1: caso 1

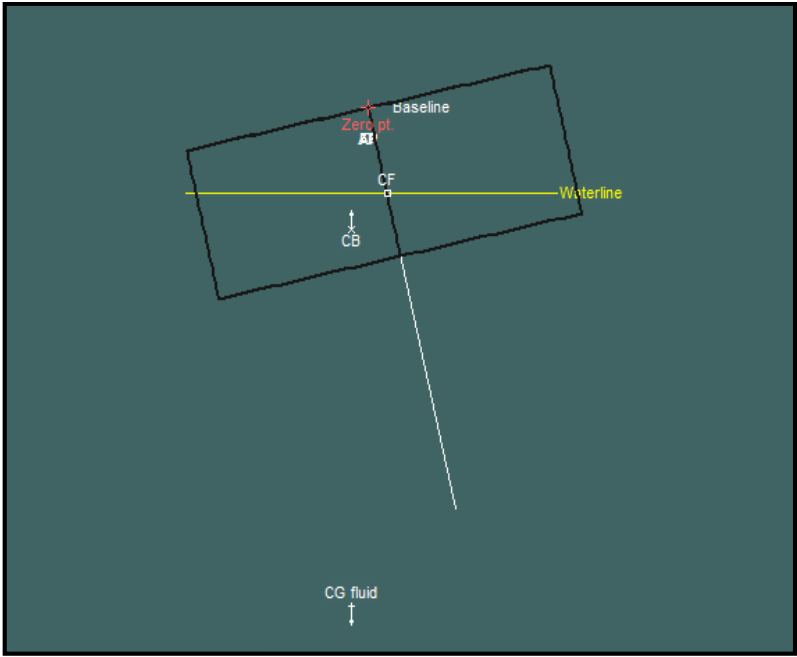


Figura 35. Situación de equilibrio subunidad 1: caso 1

5.3.1.2 caso 2: 4 módulos y 2 niveles

DIMENSIONES (mm)			ÁNGULO DE ESCORA (deg)	KM (m)	KG (m)	VALIDACIÓN
946,000	946,000	740,000	166,700	0,207	1,349	no apto

Tabla 17. Validación de la situación de equilibrio de la subunidad 1: caso 2

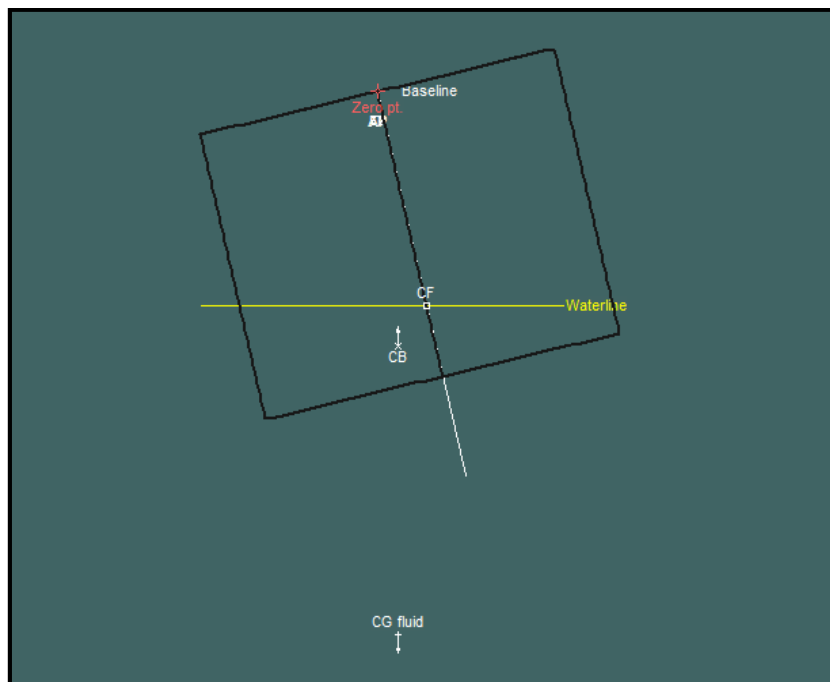


Figura 36. Situación de equilibrio subunidad 1: caso 2

5.3.1.3 caso 3: 16 módulos y 1 nivel

DIMENSIONES (mm)			ÁNGULO DE ESCORA (deg)	KM (m)	KG (m)	VALIDACIÓN
1900,000	1900,000	370,000	166,700	-2,657	0,843	no apto

Tabla 18. Validación del estado de equilibrio de la subunidad 1: caso 3

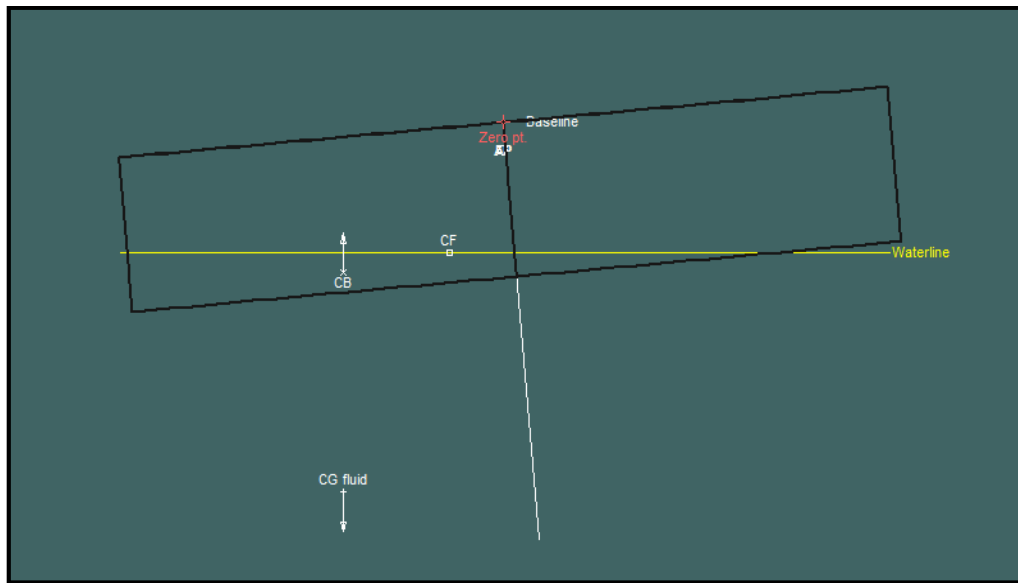


Figura 37. Situación de equilibrio subunidad 1: caso 3

5.3.1.4 caso 4: 16 módulos y 2 niveles

DIMENSIONES (mm)			ÁNGULO DE ESCORA (deg)	KM (m)	KG (m)	VALIDACIÓN
1900,000	1900,000	740,000	7,7	1,997	0,897	apto

Tabla 19. Validación del estado de equilibrio de la subunidad 1: caso 4

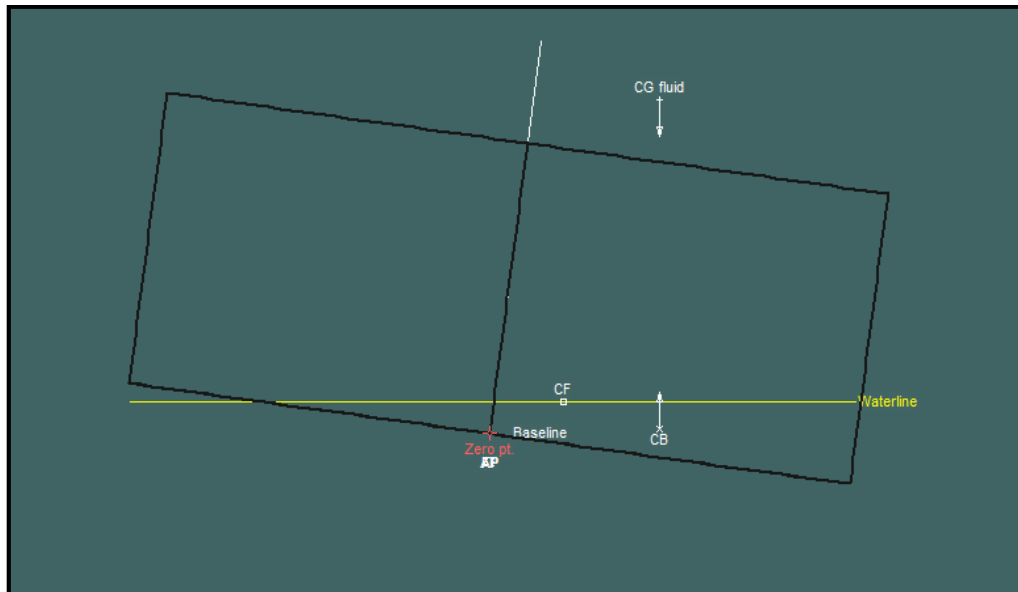


Figura 38. Situación de equilibrio subunidad 1: caso 4

5.3.2 Subunidad 2

En esta situación la carga es fija. La silla hidráulica que permite el descenso al mar tiene una posición permanente durante la operatividad de la plataforma, por ello no hay necesidad de que la "subunidad 2" sea simétrica como ocurre con la "subunidad 1".

La carga permanente posee un peso de 170 kg, 120 kg del usuario más 50 Kg de la silla, y tiene situado el centro de gravedad longitudinal a 500 mm del borde de la subunidad y a 500 mm de altura de la cubierta, debido a que la persona permanece sentada. Contrarrestar el par que genera con el fin de obtener un ángulo de escora de 0° , se lograría con una distribución de módulos pesada y alargada, en forma rectangular.

Es necesario que el equilibrio estable se produzca con un ángulo de 0° para poder utilizar la silla hidráulica.

Analizado el caso de la "subunidad 1" anteriormente, donde la carga era menor y se hallaba dentro de los márgenes de la subunidad, se puede deducir para este caso que será necesario invertir una cantidad más elevada de MFE's. Se desea que la cantidad de MFE's no sea

exagerada, de modo que ayudará en el proceso de optimización aplicar otra carga que genere un desplazamiento del centro de gravedad del conjunto hacia el centro de la "subunidad 2".

Otro asunto que es de vital importancia es el movimiento "roll", el balanceo. Para este cometido se situarán módulos a banda y banda de la silla, restando una subunidad con configuración en "T".

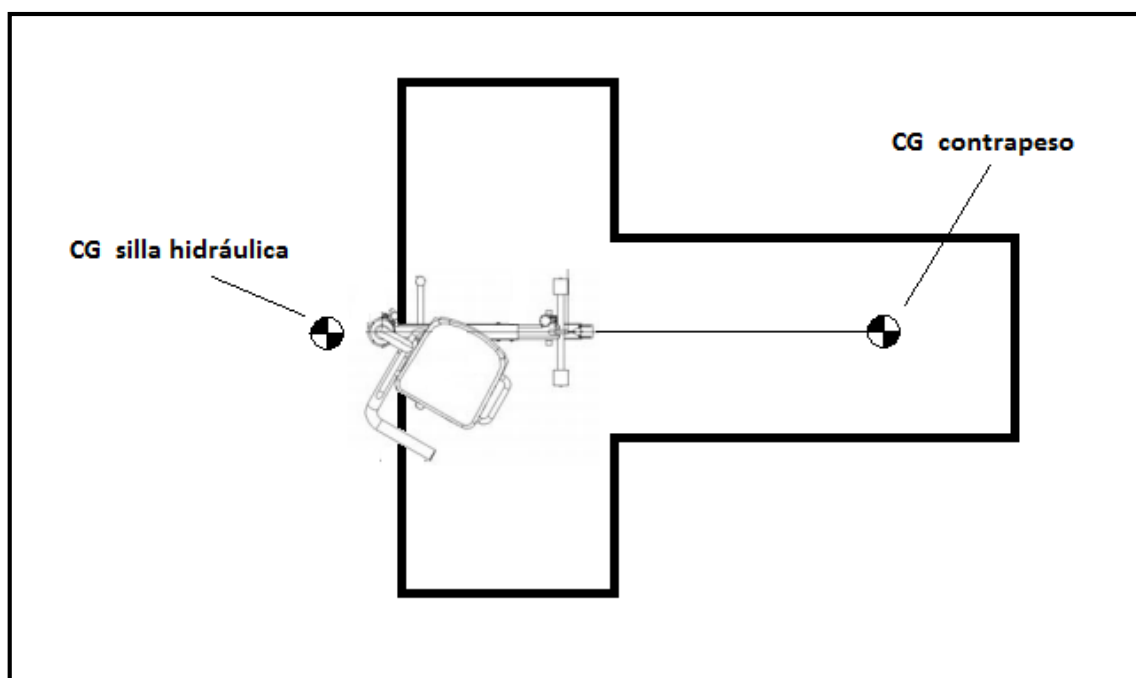


Figura 39. Configuración modular de la subunidad 2

En función de las dimensiones de la plataforma, la posición del contrapeso se podría regular.

Como si de una pieza de puzle se tratara, la "subunidad 2", en forma de "T", iría encajada en la plataforma, rellenando los espacios en vacío que tiene a banda y banda e integrándose por completo en la geometría de la plataforma.

Esta subunidad estará rigidizada por la estructura que ancla la silla al artefacto flotante, de modo que en dicha zona apenas existirá flexibilidad de los anillos de unión; se comportará como un bloque rígido, aunque, la "subunidad 2", dentro de la plataforma se beneficiará de la amortiguación que ofrecen sus "subunidades 1" vecinas.

5.3.2.2 caso 1: 56 módulos y 2 niveles

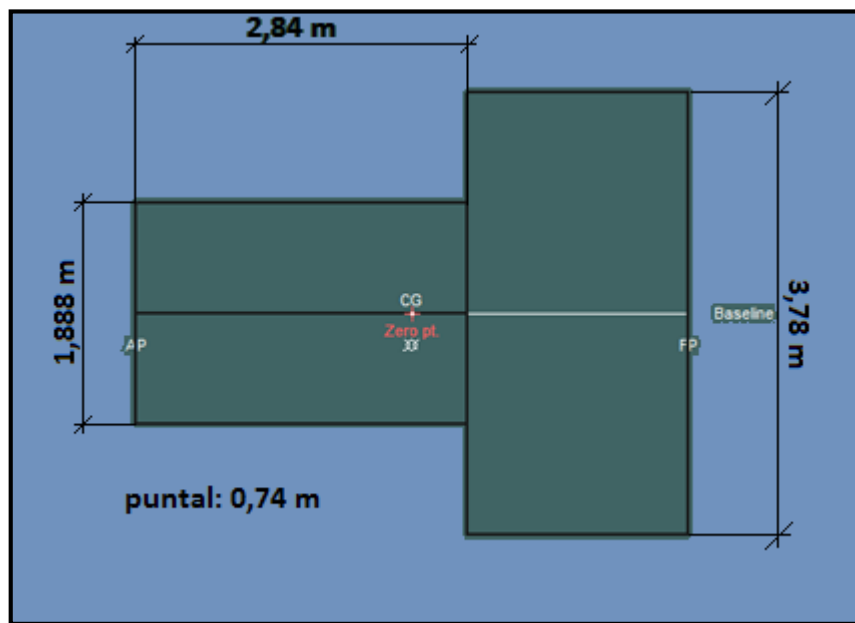


Figura 40. Dimensiones de la subunidad 2: caso 1

ÁNGULO DE TRIMAJE (deg)	KM (m)	KG (m)	VALIDACIÓN
-1,020	28,055	0,546	apto

Tabla 20. Validación de la situación de equilibrio subunidad 2: caso 1

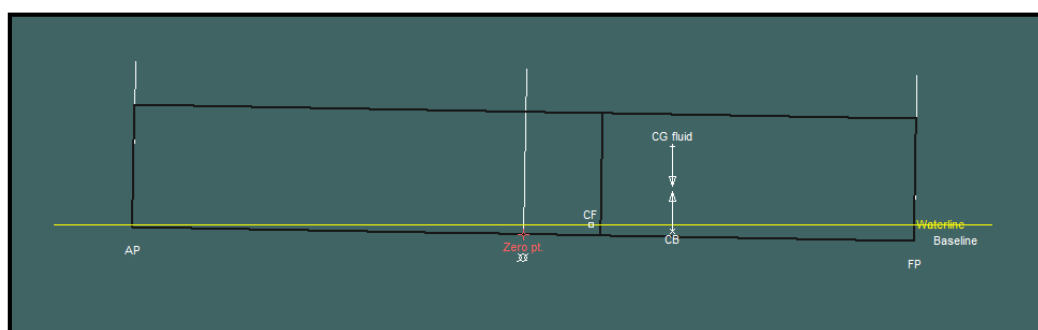


Figura 41. Situación de equilibrio Subunidad 2: caso 1

La corrección del ángulo de trimaje se lleva a cabo añadiendo un contrapeso en el cálculo. Luego se trata de ir modificando su peso y ubicación dentro de la "subunidad2" hasta que el

centro de gravedad del conjunto se alinee, longitudinalmente, con el centro de gravedad del artefacto flotante.

Aprovechando la inmensa masa de agua de la que se dispone en el entorno marino, donde irá instalada la plataforma, el contrapeso se conseguiría llenando un tanque de HDPE con agua salada, de esta forma, en la fase de montaje, se ahorraría el gasto económico y humano que supone transportar unas masas pesadas.

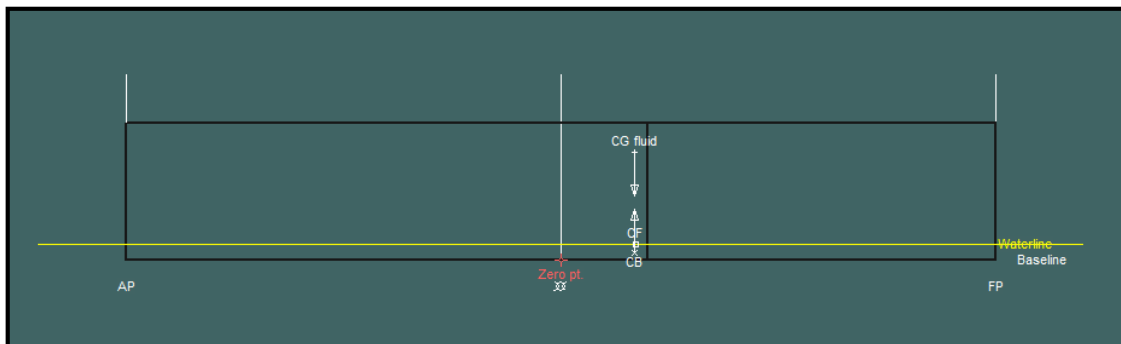


Figura 42. Situación de equilibrio subunidad 2: caso 1 con ángulo de trimaje corregido

5.4 Estabilidad dinámica

5.4.1 Subunidad 1: caso 4

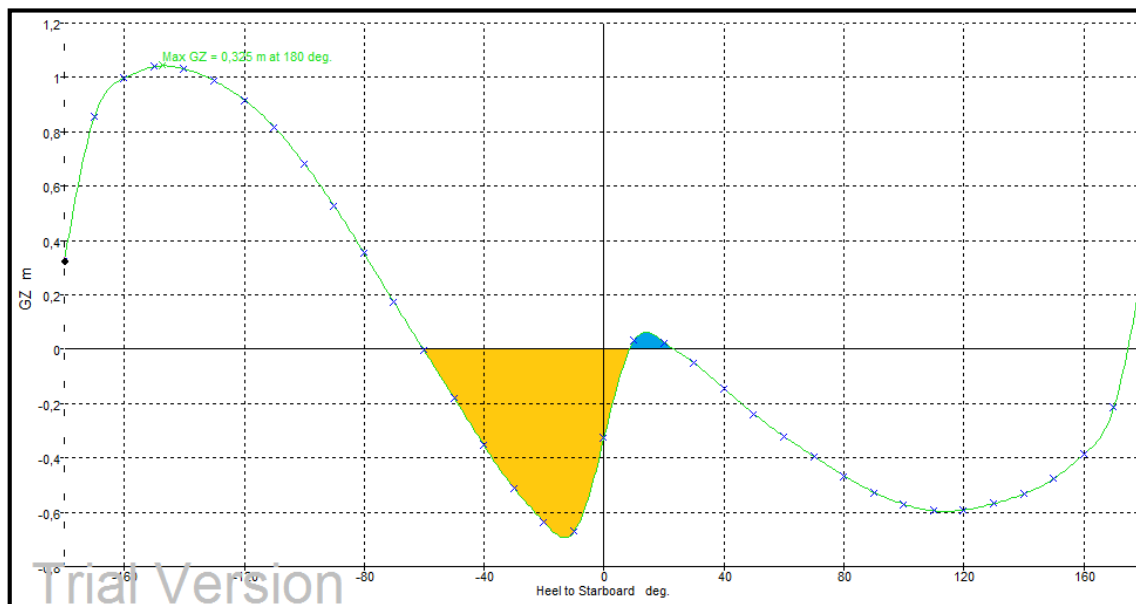


Figura 43. Gráfica 1. Curva del brazo adrizante subunidad 1: caso 1

En la "gráfica 1" se observa una área coloreada en amarillo, a la que se nombrará "A1". Esta área representa el trabajo necesario para hacer volcar la "subunidad 1" hacia el lado de babor, lado contrario del punto de aplicación de la carga; desde la situación de equilibrio estable hasta los $-60,4^\circ$. También, se visualiza una área más pequeña coloreada en azul, a la que se llamará "A2".

En la intersección de las dos áreas, se encuentra la situación de equilibrio estable del "caso 4".

El "A2" representa el trabajo necesario para hacer volcar el artefacto flotante hacia el lado de estribor, desde la situación de equilibrio estable hasta los $22,8^\circ$. Es lógico que la energía necesaria para llevar la "subunidad 1" a una posición de no autodrizamiento, sea menor, ya que en el lado de estribor se halla la carga.

Se trata de la distribución de carga más extrema que se pueda dar. La altura del oleaje que podría resistir sería pobre. El problema se podría solventar restringiendo el paso cerca de la zona del borde.

En cambio, en la "gráfica 2" situando la carga en el centro de la subunidad se obtiene un grafico "brazo adrizante/grado de escora" con mucho mejor aspecto.

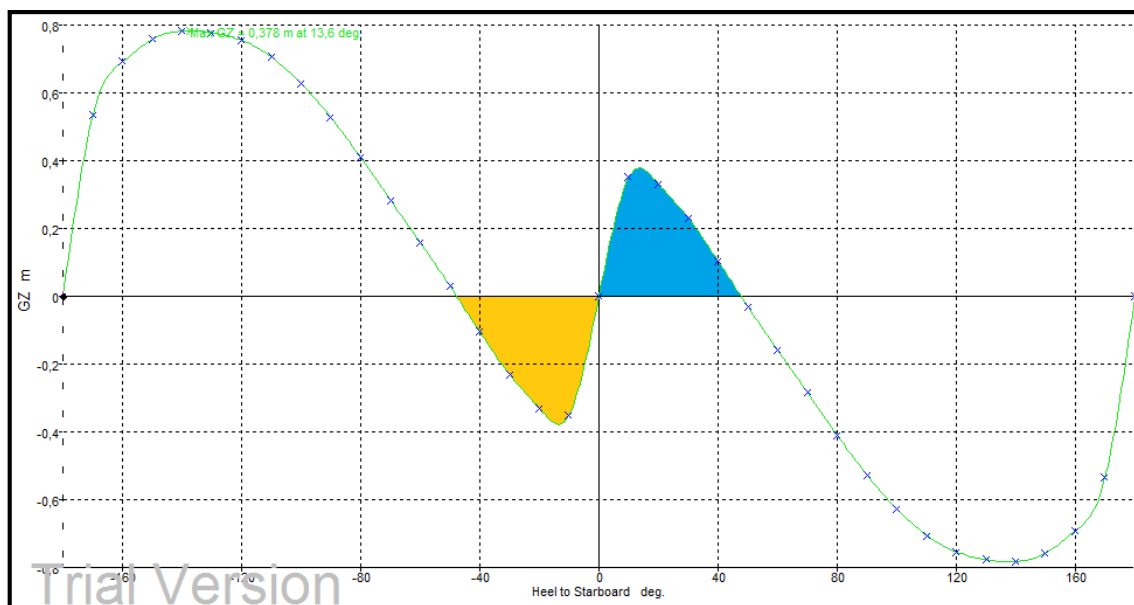


Figura 44. Gráfica 2. Curva del brazo adrizante simétrica subunidad 1: caso 1

Al estar los centros de gravedad, tanto de la subunidad como de la persona, alineados, la curva de estabilidad es simétrica y, el punto de equilibrio estable mantiene un ángulo de escora de 0° .

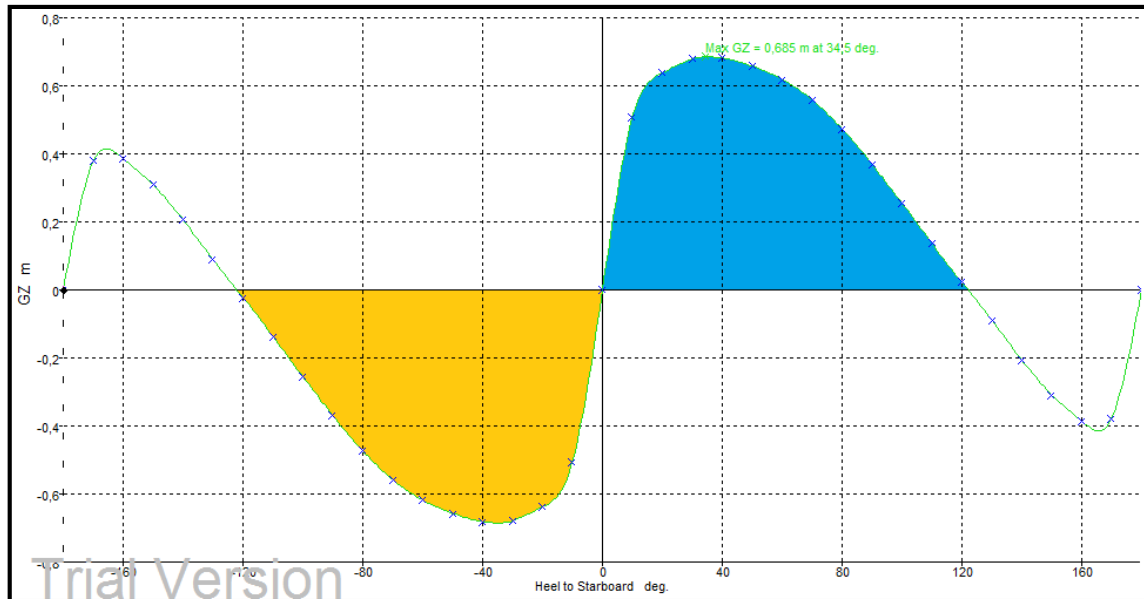


Figura 45. Gráfica 3. Curva del brazo adrizante subunidad 1: caso 1, pero con un CG más bajo

La "gráfica 3" es una variante de la "gráfica 2". La diferencia está en que la "gráfica 3" muestra el comportamiento adrizante de la condición de carga, pero con un centro de gravedad más bajo. El resultado es claro, el trabajo necesario para volcar el artefacto flotante se ha incrementado.

Para tener una magnitud de referencia de la resistencia al oleaje, se toma la media de la altura de ola significativa "Hs" del mar mediterráneo, dato registrado por la boya direccional Cost-Barcelona en el año 2007.

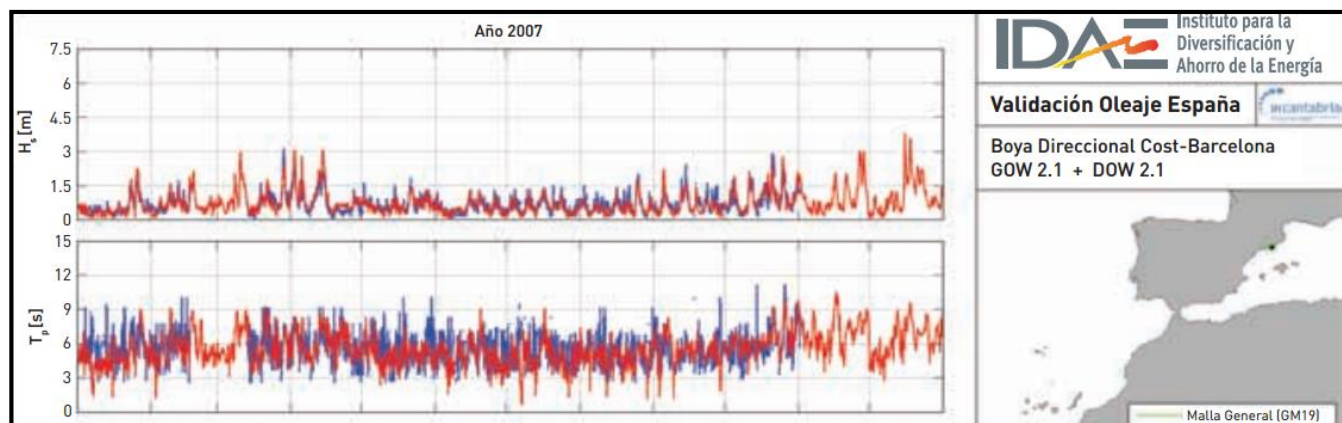


Figura 46. Alturas significativas y periodos registrados en el 2007 en el litoral catalán. Fuente: IDAE

Luego se obtiene la energía potencial de la ola mediante la ecuación:

$$E_p = \rho g \frac{H^2}{16}$$

Y se compara con los trabajos máximos de adrizamiento de la subunidad, extraídos de las tres gráficas precedentes.

H _s (m)	H (m)	E _p (J)	W ₁ (J)	W ₂ (J)	W ₃ (J)
0,7	2,1	2771,4	29,5	563,0	3016,6

Tabla 21. Comparativa del trabajo de las gráficas 1,2 y 3 necesario para volcar la subunidad 1

Donde: "H_s" es la altura significativa de la ola, "H" la altura de la ola, "E_p" la energía potencial de la ola, "W₁" "W₂" "W₃" el trabajo máx. de adrizamiento de las gráficas 1,2 y 3, respectivamente.

Se observan dos valores, W₁ y W₂, que son notoriamente inferiores a la energía potencial de la ola. Este hecho no significa que la "subunidad 1" vaya a volcar, para ello la "subunidad 1" debería absorber la cantidad de energía que precisa W₁ y W₂ y, en la realidad, una ola después de impactar contra un obstáculo, prosigue su camino, pero con una disminución de su altura; la ola solo transmite una parte de su energía, aunque está claro que sí lograría transmitir W₁, lo que produciría el vuelque. De todos modos, como las plataformas se diseñarán para

albergar a más de 3 personas, el ensamblaje de varias subunidades y el hecho de concentrar el tráfico de personas por las zonas centrales, aumentará significativamente el trabajo de adrizamiento. Además, el centro de gravedad del conjunto bajaría, ya que es muy poco probable albergar usuarios de 120 kg.

Otra posibilidad más efectiva, sería distribuir pesos por la zona inferior de la subunidad, de modo que produjera una disminución del centro de gravedad del conjunto y, llegar a lograr una estabilidad dinámica similar a la que muestra la "gráfica 3", con un trabajo superior a la energía potencial de la ola, W_3 .

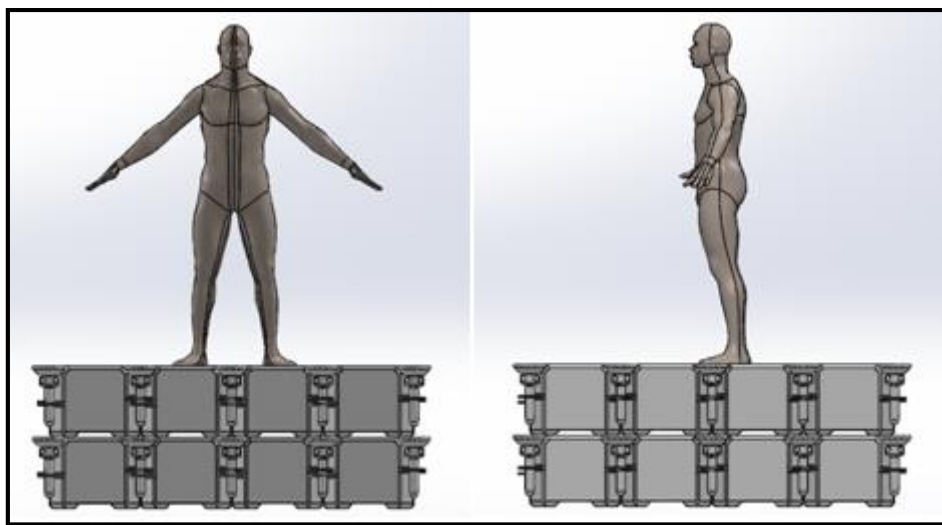
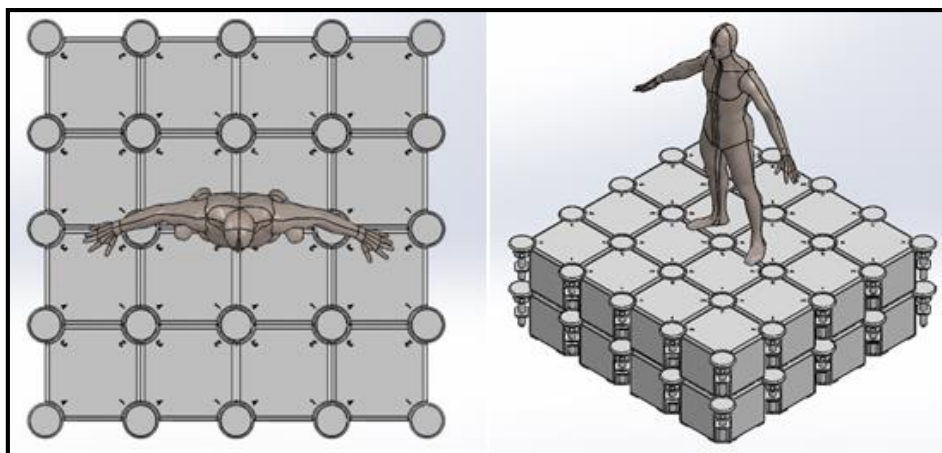


Figura 47. Magnitud de la subunidad 1 con la referencia a escala de una persona



5.4.2 Subunidad 2: caso 1

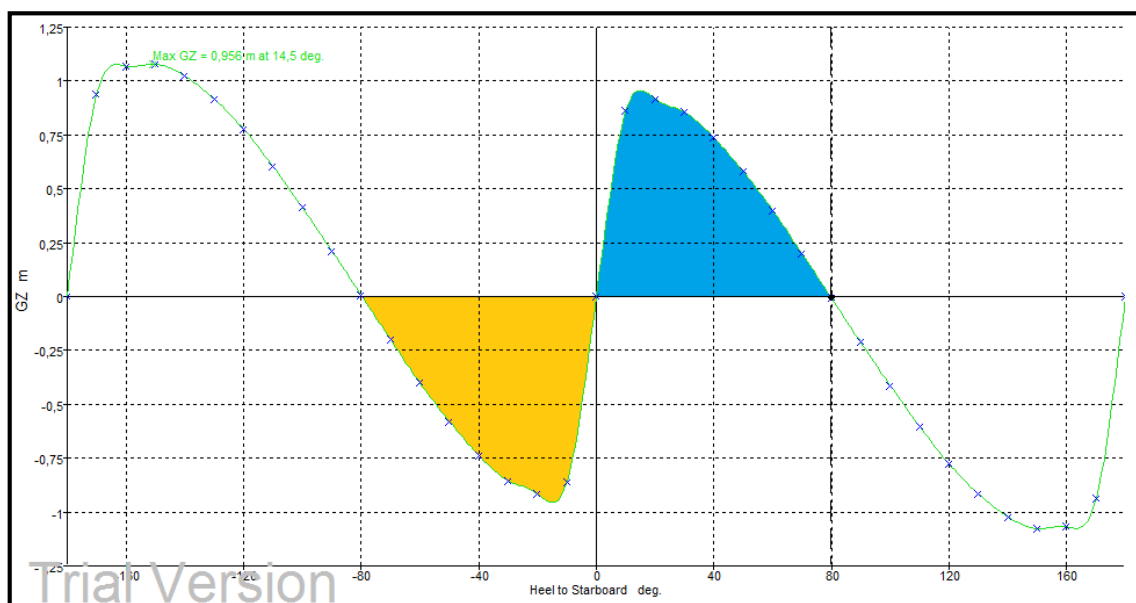


Figura 48. Gráfica 4. Curva del brazo adrizante subunidad 2: caso 1 con el contrapeso

La "gráfica 4" muestra una simetría de áreas, de modo que la energía requerida para volcar la "subunidad 2" es la misma para una ola proveniente de estribor que para una de babor.

H_s (m)	H (m)	E_p (J)	W_4 (J)
0,7	2,1	2771,4	8288,8

Tabla 22. Comparativa entre la energía potencial de una ola típica del mar mediterráneo y el trabajo de la gráfica 4 necesario para volcar la subunidad 2: caso 1

Las áreas de "la gráfica 4" tienen más o menos la misma dimensión que las áreas de la "gráfica 3" Figura 45, incluso son un poco más pequeñas, sin embargo precisan de un trabajo máximo de adrizamiento 2 veces mayor, ello se debe a un incremento notable de la fuerza de empuje, es decir, a un aumento del peso.

Con toda seguridad, se puede afirmar que la "subunidad 2" resistirá el oleaje por sí sola.

5.4.2.2 tabulación ángulo de escora vs altura de la ola

A continuación se expone una tabla donde se hallan reflejados los valores referidos al ángulo de balanceo de la "subunidad 2" en relación a la altura de la ola. Recordar que son datos orientativos y que para que se cumplan sería necesario una transmisión total de la energía de la ola.

H (m)	a (deg)	ÁREA (m.deg)
0,00	0,00	0,00
0,11	1,00	0,08
0,22	2,00	0,33
0,33	3,00	0,74
0,43	4,00	1,29
0,52	5,00	1,92
0,61	6,00	2,63
0,69	7,00	3,39
0,77	8,00	4,18
0,84	9,00	5,01
0,91	10,00	5,86
1,45	20,00	14,91
1,84	30,00	23,83
2,12	40,00	31,83
2,34	50,00	38,44
2,48	60,00	43,34
2,56	70,00	46,35
2,59	79,43	47,31

Tabla 23. ángulo de escora vs altura de la ola

Se lograría una resistencia a olas de mayor altura si se aumentará el desplazamiento de la "subunidad 2".

Capítulo 6. Complementos y herramientas

6.1 Diseño de la llave de ensamblaje

El diseño de la llave de ensamblaje consistirá en otorgarle una longitud determinada al mango y, también, en dotar a la herramienta de la rigidez suficiente como para soportar los momentos, flectores en el mango y torsores en el vástago, a los que estará sometida.

No será objetivo de este trabajo el diseño del sistema de acople al pin conector mediante los llamados dientes. Básicamente son pasantes, habitualmente 2, soldados a la llave que se insertan en dos orificios practicados en la superficie superior de la cabeza del pin conector.

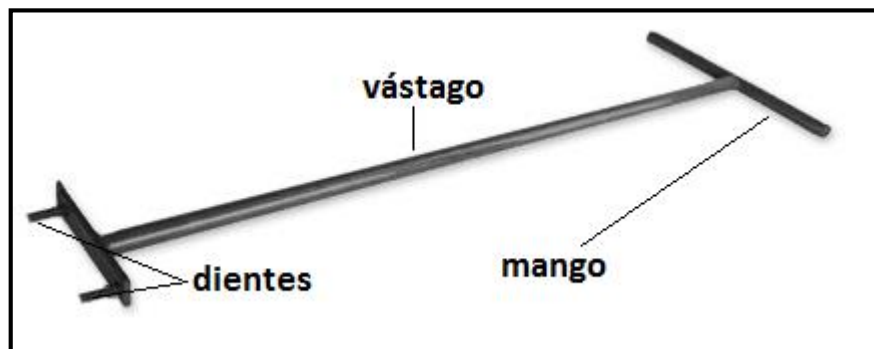


Figura 49. principales partes de una llave de ensamblaje. Fuente: Internet

6.1.1 Longitud del mango

Para este fin, es necesario resolver un sistema de fuerzas mediante las ecuaciones de la estática.

El problema se puede simplificar como si la llave de ensamblaje y los elementos de fijación fueran un todo, es decir, como si los elementos de fijación fueran 4 vigas soldadas al vástago, la longitud de la cuales tendría que ser igual a la distancia existente entre el punto más alejado del elemento de fijación y el eje de rotación del pin conector; Se puede visualizar mejor con la siguiente imagen:

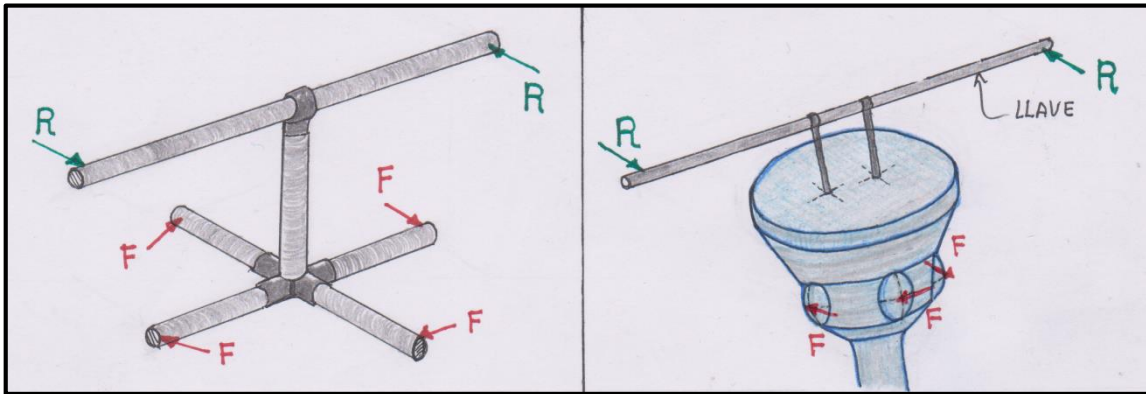


Figura 50. Representación isométrica de la aplicación de las fuerzas y reacciones que se dan en la operación de fijación

Los vectores en rojo representados por la letra "F", son las fuerzas de aplicación necesarias para poder rotar el pin conector y, los vectores verdes representados por la letra "R" son las reacciones que sustituyen a las manos del operario de montaje.

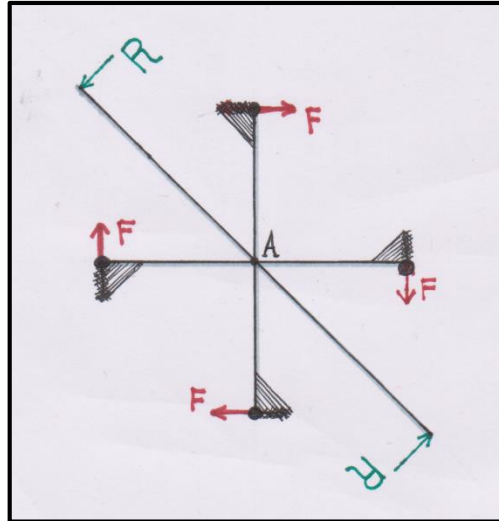


Figura 51. Representación 2D del problema estático planteado

Haciendo el sumatorio de momentos desde el punto "A" (figura xx.x) e imponiendo la condición de que dicha suma sea igual a 0, se obtendrá un sistema equilibrado de fuerzas.

$$\sum M_A = 2(R \times D) + 4(F \times d) = 0 \quad (3)$$

- D: distancia desde el punto "A" hasta el punto donde se aplica la reacción "R".

- d: distancia desde el punto "A" hasta el punto donde se aplica la fuerza "F".

Restaría asignar un valor a "R". Para este cometido y no elegir una cantidad de fuerza humana arbitraria, se toma un valor de 18 Kg. Este dato significa la fuerza promedio de empuje que ejerce una persona recorriendo cortas distancias, según un estudio realizado por la Pontificia Universidad Javeriana, en Bogotá. Por lo tanto, "R" poseerá un valor de 9 Kg.

La Fuerza de aplicación "F" se obtiene a partir de la fuerza ejercida para desplazar el chaflán, esta última es componente vertical de "F".

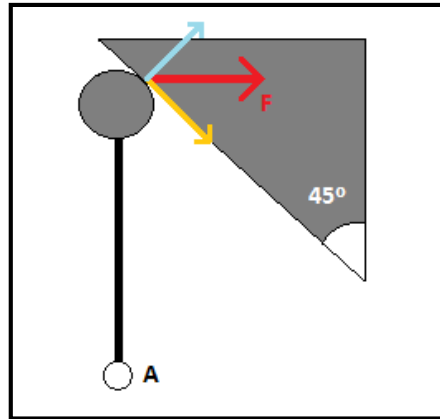


Figura 52. Representación de la descomposición de fuerzas que padece F cuando el elemento de fijación toma contacto con el chaflán

Aplicando trigonometría, se sabe el valor de " F ".

Uno puede pensar que al iniciar el movimiento tan cerca del límite del chaflán, donde los grados de libertad de movimiento son nulos, se requiera una fuerza de mayor magnitud que la calculada anteriormente, pero a pesar de que en el análisis estructural, llevado a cabo mediante RamSeries, se hayan fijado los límites de la membrana con apoyos rígidos, en verdad se tratan de apoyos elásticos, es decir, poseen cierto margen de movimiento, lo que facilita el desplazamiento de la membrana en esa zona. El hecho de sustituir los apoyos elásticos por rígidos, dota a la pieza de un sobredimensionamiento y, asegura las probabilidades de que el sistema de fijación se comporte como se espera. Además, los elementos de fijación siguen un movimiento circular; el desplazamiento que sufre la membrana es mayor en el centro y disminuye a medida que el elemento de fijación se acerca al borde o límite del chaflán.

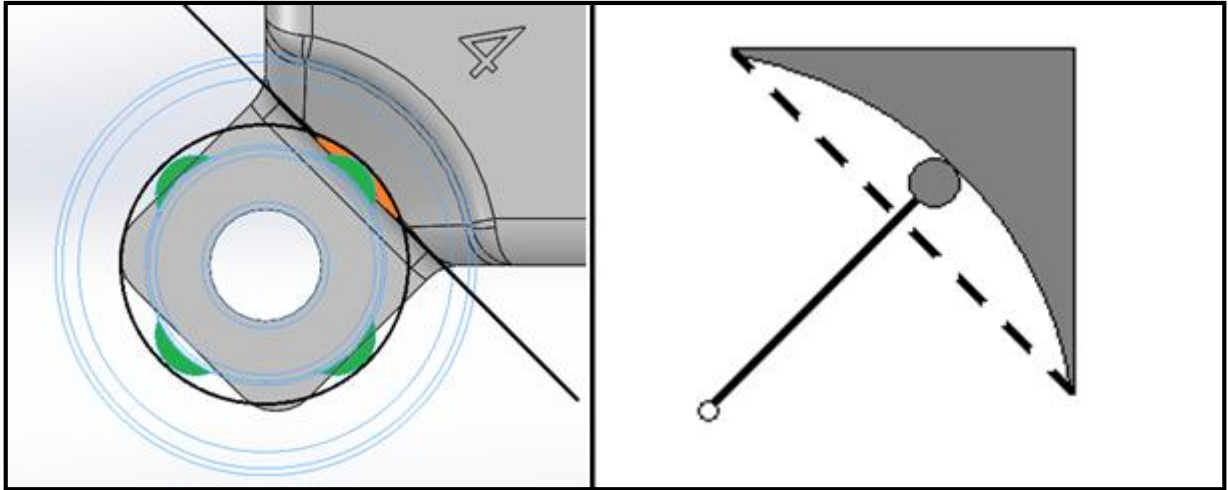


Figura 53. Desplazamiento máximo de la membrana del chaflán cuando el elemento de fijación permanece perpendicular al mismo chaflán

6.1.1.2 resultados

NOMBRE COMERCIAL	"F" (N)	"R" (N)	"d" (mm)	"D" (mm)
Hostalen 4731 B	142,55	88,00	51,00	165,20
Hostalen ACP 6031 D	198,00	88,00	51,00	229,50
Lupolen 4261 AG UV 60005	142,55	88,00	51,00	165,20
POLYFLAM RHD 200	190,00	88,00	51,00	220,40
Hostalen GC 7260 LS	198,00	88,00	51,00	229,40

Tabla 24. Resultados de la media longitud del mango "D", según material HDPE

Los valores de "D" obtenidos entran dentro del rango de longitudes de mango existentes en el mercado. Recordar que "D" solo representa la mitad del mango, por ejemplo, si se confeccionara una llave de ensamblaje para un MFE hecho con HDPE de la marca "Hostalen GC 7260 LS", entonces el mango tendría una longitud de 460 mm.

Para un correcto posicionamiento de las manos del operario al punto de aplicación de "R", se aplicará una extensión al mango de unos 40 mm a banda y banda de este. Además, los extremos se acondicionarán con espuma o con algún tipo de elastómero con el fin de mejorar la sujeción y, también, proteger las manos del operario.

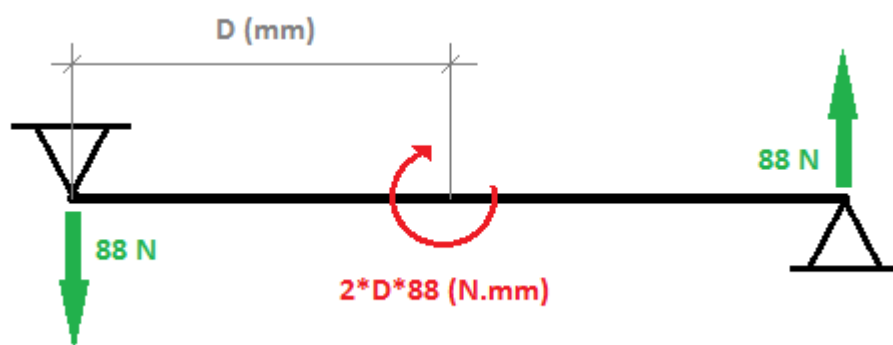
6.1.2 Rigidez de la llave

Habitualmente, las llaves de ensamblaje están hechas de acero inoxidable, un material idóneo para resistir el ambiente húmedo y corrosivo del mar, cuya presencia será constante a lo largo de la vida del producto. Así pues, la llave que aquí se está diseñando no será diferente de las ya disponibles en el mercado, por este motivo el acero inoxidable será la primera y única opción viable para conformar la herramienta.

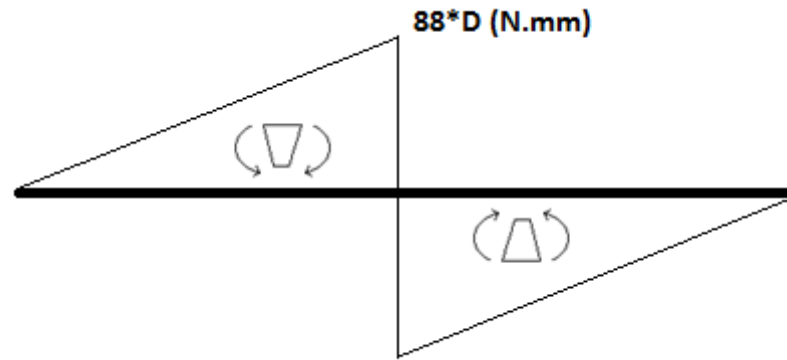
Es sabido que el acero posee una resistencia a tracción, compresión y flexión y, también, un límite elástico grande, prueba de ello la encontramos en la extensa demanda que existe en muchos campos de la ingeniería, sobre todo en aquellos proyectos de gran envergadura, ya que, en comparación con otros materiales, con poca sustancia del metal es suficiente para satisfacer los requisitos estructurales definidos, ahorrando peso, espacio y dinero.

La llave de ensamblaje albergará una cantidad mínima pero suficiente de acero porque el par al que estará sometida es pequeño; $88 \times "D"$ (N.mm). También deberá ser un poco voluminosa, de este modo el agarre con las manos ofrecerá una mejor sujeción y comodidad, distribuyendo la fuerza aplicada por una superficie más amplia y evitando daños en la palma. Entonces, se plantea el problema de diseñar una llave voluminosa pero invirtiendo una cantidad escasa de material. La solución pasa por implementar una sección de carácter tubular.

6.1.2.1 resultados del mango



- Diagrama de esfuerzos flectores:



$$\begin{cases} M_f(x) = 88x & ; x \in [0, D] \\ M_f(x) = 88x - 2(88D) & ; x \in [D, 2D] \end{cases}$$

- Sección circular hueca:

$$I_y = \frac{\pi}{4} [r_e^4 - (r_e - e)^4] \quad (mm^4); \quad (4)$$

$$W_{f \text{ mín.}} = \frac{I_y}{r_e} \quad (mm^3); \quad (5)$$

$$\sigma_{f \text{ máx}} = \frac{M_{f \text{ máx.}}}{W_{f \text{ mín.}}} \quad (MPa); \quad (6)$$

Donde: " e " es el espesor, " I_y " el momento de inercia respecto el eje Y, " r_e " el radio exterior de la sección, " $W_{f \text{ mín.}}$ " el módulo resistente mínimo y, " $\sigma_{f \text{ máx.}}$ " la tensión máxima que se genera por flexión pura.

Mediante Excel, se insertan las ecuaciones (4), (5), (6).

Las variables de entrada son el espesor de la sección y la longitud del brazo del mango "D", esta última depende del material HDPE del que se constituyan los MFE's.

Las constantes son el radio exterior, la fuerza de aplicación y la tensión admisible de fluencia del acero que se elija; se trabaja en todos los casos con el mismo acero.

El radio exterior es el mismo para todas las llaves. Su elección se basa en una cuestión de ergonomía, no mecánica; $r_e = 11,1$ mm, valor extraído de un pequeño estudio, realizado por el autor, acerca del radio exterior de los mangos de distintas marcas de bicicletas, sin contar el espesor del puño protector.

El espesor adecuado para cada llave de ensamblaje, es aquel que genera una tensión igual a la admisible de fluencia, más un factor de diseño que sobredimensiona la pieza para asegurar su funcionalidad y evitar la plasticidad.

NOMBRE COMERCIAL	e (mm)	M_f máx. (N.mm)	s_{adm} (Mpa)
Hostalen 4731 B	0,18	14537,60	210,00
Hostalen ACP 6031 D	0,26	20240,00	210,00
Lupolen 4261 AG UV 60005	0,18	14537,00	210,00
POLYFLAM RHD 200	0,25	19395,20	210,00
Hostalen GC 7260 LS	0,26	20240,00	210,00

Tabla 25. Resultados del espesor del mango, según material HDPE, para un radio exterior de tubo de 11 mm

El acero escogido ha sido un "AISI 308". El motivo de su elección radica en el valor de su límite de fluencia que se halla un poco por debajo de la media de entre todos los aceros, de esta manera hay más probabilidades de proveerse fácilmente de un acero similar que garantice el cumplimiento de los requisitos estructurales, aunque, observando la tabla, uno se da cuenta que cualquier acero inoxidable sería acertado, ya que el espesor de la sección es muy pobre.

No hace falta integrar un factor de diseño. El espesor requerido es tan pequeño que para producir la pieza será imprescindible aumentarlo, al menos, en un grado de magnitud.

6.1.2.2 resultados del vástago

El vástago es la parte de la llave de ensamblaje que está expuesta a un momento de torsión. El momento torsor es fruto del par ejercido en el mango y posee el mismo valor.

Teniendo en cuenta los resultados de los espesores obtenidos en el análisis estructural del mango, se puede deducir que, el espesor mínimo necesario con el que dotar la pieza para que esta resista el par de torsión sin padecer una deformación permanente, será del mismo orden de magnitud que el de su pieza vecina, aproximadamente. Es esta la razón que empuja a utilizar, para este caso, las ecuaciones pertinentes a secciones circulares huecas de espesor pequeño sometidas a torsión, donde la distribución de las tensiones tangenciales se considera uniforme.

$$I_t = 2\pi r_m^3 e \quad ; \quad \text{donde } r_m = \frac{r_e + r_i}{2} \quad (7)$$

$$W_t = \frac{I_t}{r_m} \quad (8)$$

$$\tau_m = \frac{M_t}{W_t} \quad (9)$$

Donde: " I_t " es el momento de inercia de torsión, " r_m " el radio medio de la sección, " W_t " el módulo de torsión de la sección y, " τ_m " la tensión tangencial media producida.

El radio exterior se fijará con un valor más pequeño que 11,1 mm, debido a facilitar el acoplamiento entre mango y vástago en el proceso de soldadura, aunque, una reducción del radio implica un aumento de la tensión tangencial máxima. Así pues, el radio exterior del vástago se acortará 2 mm; $r_e = 9,1\text{mm}$.

En el caso del acero común la tensión tangencial admisible tiene un valor aproximadamente igual a:

$$\tau_{adm} = [0.8, 0.9]\sigma_{adm} \quad (10)$$

Se toma el límite inferior con la finalidad de dar un margen más pequeño al error; $\tau_{adm} = 168 \text{ (MPa)}$

NOMBRE COMERCIAL	e (mm)	M _t (N.mm)	τ_{adm} (Mpa)
Hostalen 4731 B	0,35	29075,20	168,00
Hostalen ACP 6031 D	0,49	40480,00	168,00
Lupolen 4261 AG UV 60005	0,35	29074,00	168,00
POLYFLAM RHD 200	0,47	38790,40	168,00
Hostalen GC 7260 LS	0,49	40480,00	168,00

Tabla 26. Resultados del espesor del vástago, según material HDPE, para un radio exterior de tubo de 9 mm

El espesor resultante es más grande que el espesor mínimo del mango. Para facilitar la adquisición de tubos con un escantillón, necesariamente, superior al calculado, sería recomendable que se proveyera de un único tipo de tubo para producir ambas piezas, de esta manera se evitarían ciertos problemas relacionados con el stock durante el proceso de fabricación.

6.2 Diseño de una silla hidráulica adaptada a la plataforma modular

6.2.1 Descripción

Una silla hidráulica para minusválidos está destinada para aquellas personas que sufran algún tipo de minusvalía que les impida llevar a cabo tareas de motricidad con normalidad.

Su función consiste en trasladar a los usuarios de un punto "A", localizado en tierra, a un cercano punto "B", ubicado a un cierto calado dentro de la piscina; en un movimiento descendente y rotacional. También, cumple su función a la inversa, de "B" a "A" y en movimiento ascendente y rotacional.

La ventaja de este producto es dotar a la persona de autonomía, seguridad y confort en la operación de descenso y ascenso del agua.

La silla hidráulica está compuesta principalmente por los siguientes componentes:

- Silla: estructura ergonómica donde el usuario se sienta.
- Pistón: parte móvil del complejo. La silla está anexada a esta pieza cuya forma es cilíndrica.
- tubo deslizante: es el raíl por donde se desliza el pistón.
- Soporte: es la estructura que fija el tubo deslizante a tierra.



Figura 54. Principales partes de una silla hidráulica para gente minusválida. Fuente: Internet

Existe la variante de que la parte móvil es el tubo deslizante y la fija el pistón. También, hay otro tipo de silla para facilitar el acceso a las personas minusválidas a la piscina, pero a

diferencia de la ya vista, la variante funciona con energía eléctrica y no precisa de instalación; el coste económico es mayor.

6.2.2 Funcionamiento

6.2.2.1 operación de descenso

Primero, el usuario se posiciona delante de la silla hidráulica e inicia su traslado hacia ella haciendo uso de las barandillas y complementos que se complementan al aparato para facilitar el apoyo.

Segundo, una vez sentado, el usuario activa la válvula de vaciado del pistón. El pistón, poco a poco va desalojando el agua a presión que contiene en su interior, posibilitando el descenso en un movimiento rotacional simultaneo, alejando al usuario de la superficie de la cubierta a la vez que este baja.

Tercero, finalizado el movimiento, con una variación de ángulo de entre 90 y 180 grados, respecto a la posición inicial, el usuario, ayudado por la fuerza de empuje que produce la masa de agua desalojada por su cuerpo, consigue desalojar su asiento y puede empezar a desarrollar sus actividades dentro del recinto acuático.

6.2.2.2 operación de ascenso

Primero, el usuario se sitúa en la silla en una posición cómoda y segura.

Segundo, el usuario activa la válvula de llenado o trasiego. El pistón, poco a poco, se va inundando de agua a presión y tiene como efecto el ascenso del mismo, llevando al usuario a terreno firme con un movimiento rotacional contrario al de la operación de descenso.

Tercero, la silla toma su posición inicial de uso, lista para ser utilizada de nuevo.

6.2.3 Características generales

A continuación, se exponen una serie de características que se suelen cumplir en casi todos los modelos de sillas hidráulicas para minusválidos:

- Silla salvaescaleras para el acceso y la salida de la piscina
- Apta para piscinas cubiertas o al aire libre
- Funcionamiento hidráulico; no precisa de corriente
- Carga máxima: 120 Kg
- Presión necesaria de la toma de agua: 3,43 bar (3,5 kg/cm²); una presión muy asequible en cualquier parte.
- rotación de silla 180 grados
- perfiles tubulares estructurales de acero inoxidable AISI 316
- peso aproximado de la estructura: 50 Kg

6.2.4 Diseño preliminar

En este apartado se esbozará un primer diseño de la silla hidráulica, cumpliendo con una serie de criterios. Con esto, se quiere conseguir unas primeras dimensiones de los componentes del elevador hidráulico con los que empezar a trabajar y realizar el cálculo de resistencia estructural.

No es objetivo de este trabajo el diseño del circuito hidráulico. El estudio realizado en este capítulo se basará, únicamente, en adaptar un modelo de silla del mercado a la "subunidad 2" con el soporte adecuado.

6.2.4.1 criterios de diseño

número 1: procurar el diseño de una estructura sencilla para ahorrar costes de peso y material.

número 2: integrar un sistema de fácil ensamblaje a la plataforma.

número 3: integrar un sistema estructural que permita sacar del agua la parte sumergida del tubo deslizador con el fin de evitar largos tiempos de exposición a la corrosión y a la vida marina, además de permitir un baldeo completo con agua dulce.

número 4: la posición inicial de la silla hidráulica debe poseer la misma altura, desde cubierta, que el estándar de una silla de ruedas; 500 mm aproximadamente.

6.2.4.2 primeras ideas

El diseño del soporte del elevador hidráulico no se alejará de los modelos ya existentes.

Un apoyo articulado en la base del soporte, validaría el criterio número 3, aunque sería preciso otro articulado para no sucumbir al momento de fuerzas.

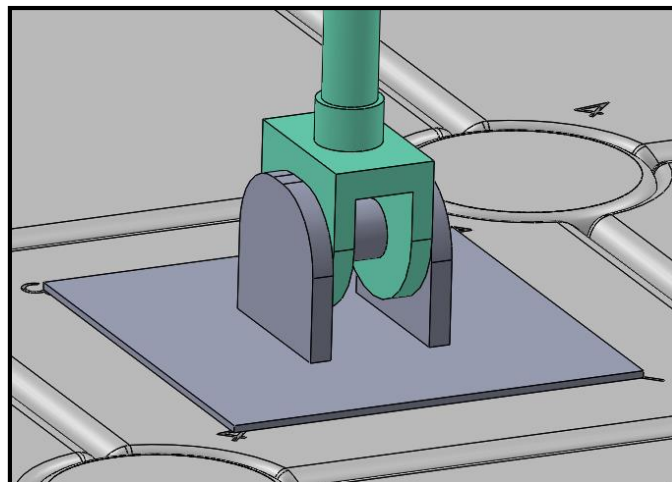


Figura 55. primer Apoyo, articulado, situado en la base del soporte estructural

En la Figura 55, se visualizan dos componentes que forman un apoyo articulado muy esquemático. El coloreado en azul turquesa representaría el fin del soporte y, el coloreado en gris oscuro representaría el nexo de unión entre el soporte y la plataforma. La placa metálica, mediante pernos, se uniría a una subestructura escondida entre los dos niveles de módulos, de modo que su instalación sería rápida y sencilla, atendiendo al criterio número 2.

El otro apoyo imprescindible, se ubicaría en el soporte, a la altura del final del tramo del tubo deslizante y, a diferencia del anterior, este no estará fijado a la subestructura directamente, sino a través de otro componente, ajeno al soporte, y por contacto mediante una rueda.

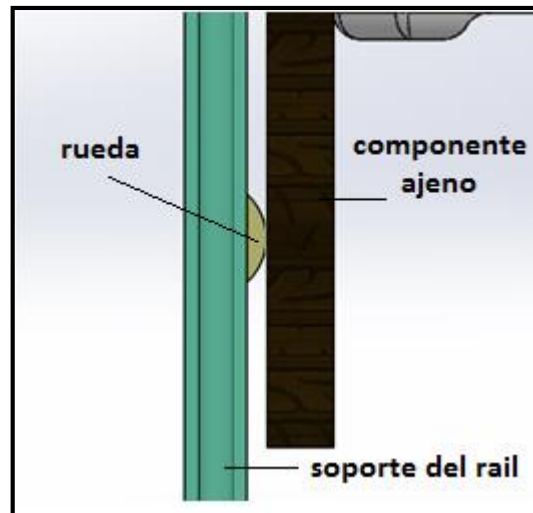


Figura 56. Segundo apoyo; rueda anexada al soporte y en contacto con una superficie rígida

En cuanto a los criterios número 1 y 4, la siguiente imagen muestra una estructura del soporte sencilla y con una referencia a escala adjunta (hombre en silla de ruedas) que sacará de dudas si el soporte cumple o no con los criterios.

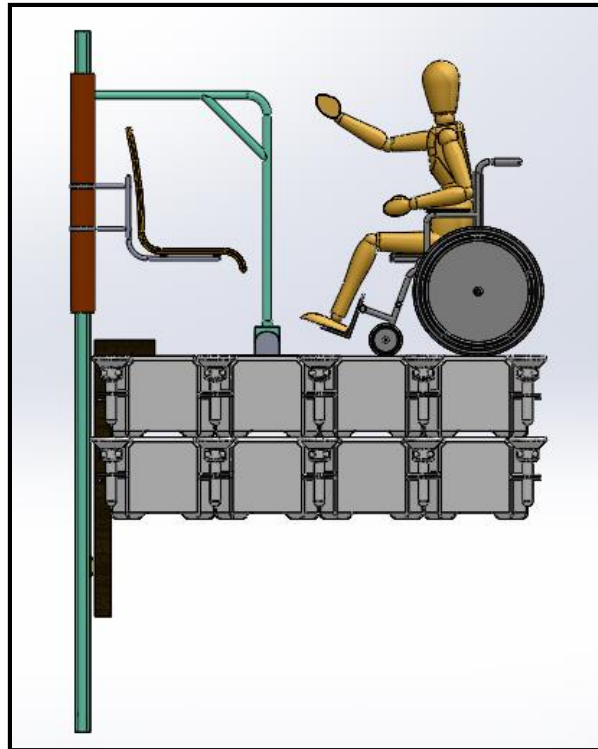


Figura 57. Representación de la sencillez y magnitud de la silla hidráulica

A finales de la jornada, los operarios de mantenimiento de la plataforma reclinarían la estructura y la estibarían, posteriormente iniciarían la tarea del baldeo mediante agua dulce, a fin de evitar incrustaciones e irregularidades producidas por la corrosión, cuya presencia podría causar fallos en el sistema de deslizamiento del pistón.

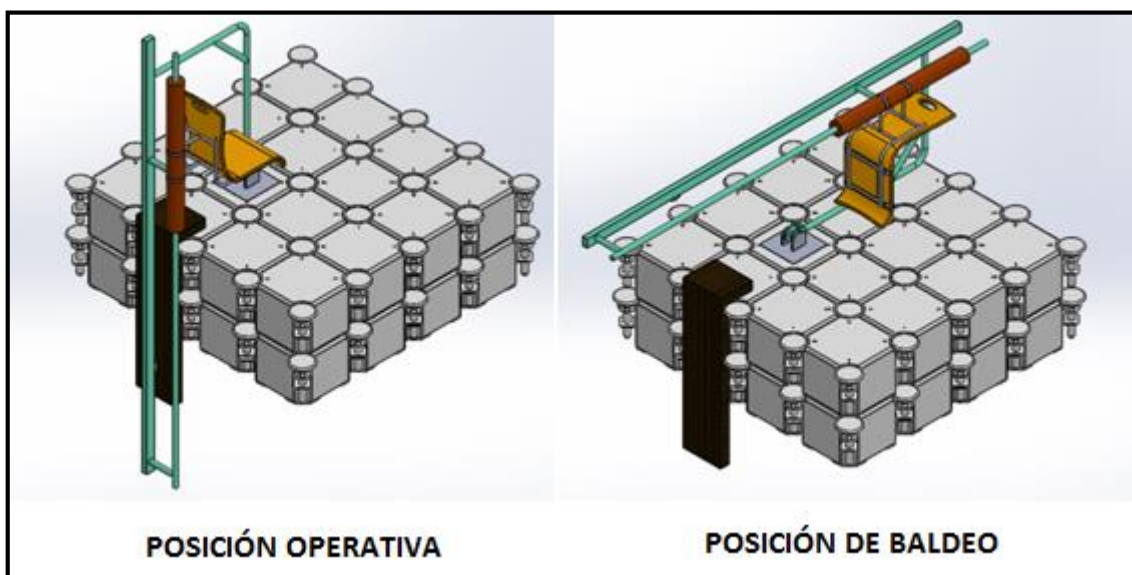


Figura 58. Posición operativa (izquierda) y posición no operativa (derecha)

6.2.5 Cálculo estructural

Una vez dada una forma y unas dimensiones al diseño, este se someterá a un análisis estructural para comprobar su resistencia ante una carga de 170 kg aplicada a cierta distancia del centro de giro del apoyo articulado del soporte. Para ello, se hace uso del programa "Ramseries" y se crea una geometría de vigas con las mismas dimensiones que el esbozo de silla hidráulica diseñada. Luego, se restringen los giros y desplazamientos pertinentes en aquellos puntos dónde se ubiquen los apoyos. El siguiente paso es dotar a las vigas de una rigidez, empezando por una sección tubular de acero cualquiera y variando los parámetros de dicha sección, hasta que la deformación resultante sea mínima. Por último, se aplica una carga de la magnitud deseada en la posición, dirección y sentido que aplique.

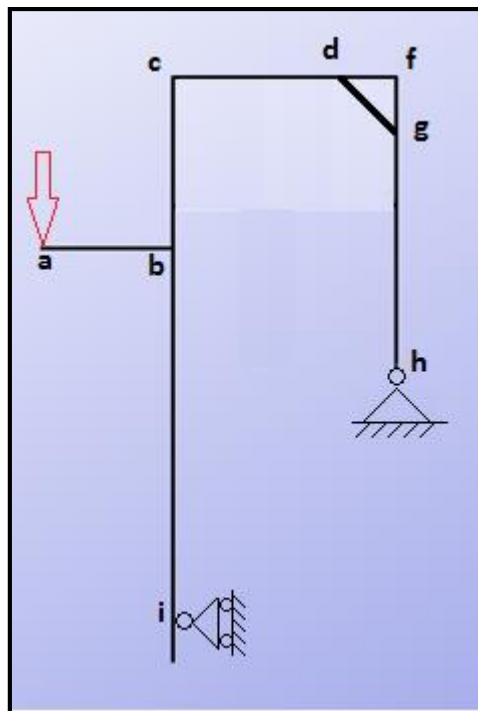


Figura 59. representación analítica del diseño preliminar del soporte de la silla hidráulica

Mencionar que el tramo de viga de "ab" no forma parte del soporte. Es la estructura metálica que une la silla con el pistón y, por tanto, se considera que el fabricante del producto ya ha realizado los debidos cálculos estructurales. Es necesario poner este tramo auxiliar para poder situar la carga. Los resultados del análisis en dicha zona no se tendrán en cuenta.

6.2.5.2 resultados

Se ha llegado a la conclusión que el diseño preliminar no es válido para soportar la carga máxima de diseño. Aumentando la rigidez, sí que sería posible que resistiera la condición de carga, pero para ello se tendría que pagar un alto precio, ya que el diámetro de la sección debería exagerarse mucho. De modo, que ha sido necesario modificar el soporte e incorporar unos tramos de vigas extra, tal que la estructura ha resultado así:

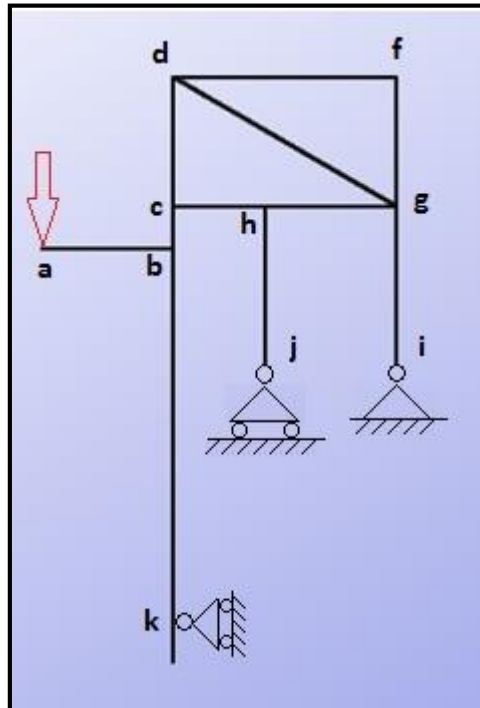


Figura 60. Representación analítica del diseño final del soporte de la silla hidráulica

PUNTO	X (mm)	Y (mm)
a	-1351	439
b	-851	439
c	-851	600
d	-851	1092
f	0	1092
g	0	600
h	-500	600
i	0	0
j	-500	0
k	-851	-1139

Tabla 27. Dimensiones de la configuración final de la silla hidráulica

Gracias al nuevo apoyo situado en "j", las reacciones se distribuyen mejor. Los nuevos tramos integrados "jh", "cg" y "dg" también ayudan a reducir la magnitud de los esfuerzos.

La nueva configuración del soporte reduce significativamente las tensiones y, por ende los desplazamientos. Por ello, con un tubo 65-4 (diámetro 65 mm y espesor 4 mm) de A37, se logran desplazamientos de apenas 1mm y tensiones de entre 8 y 60 MPa, manteniendo un soporte que cumple con los criterios de diseño.

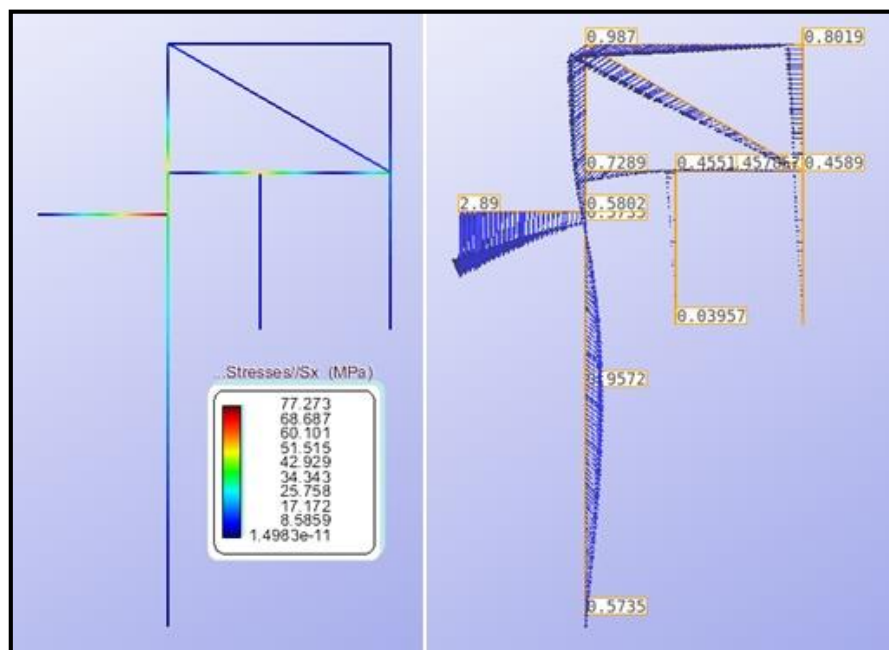


Figura 61. Diagrama de las tensiones (izquierda) y desplazamientos (derecha) del diseño final del soporte de la silla hidráulica

En caso de máxima de carga en la silla, las deformaciones serán tan pequeñas que no afectará al deslizamiento del pistón.

6.2.6 Diseño final

El diseño final es fruto de extrapolar la configuración de vigas de la Figura 60 a una representación más cercana a la realidad, mediante el modelaje en Solidworks, más unas implementaciones en el diseño resultante que ayudarán a aliviar tensiones.

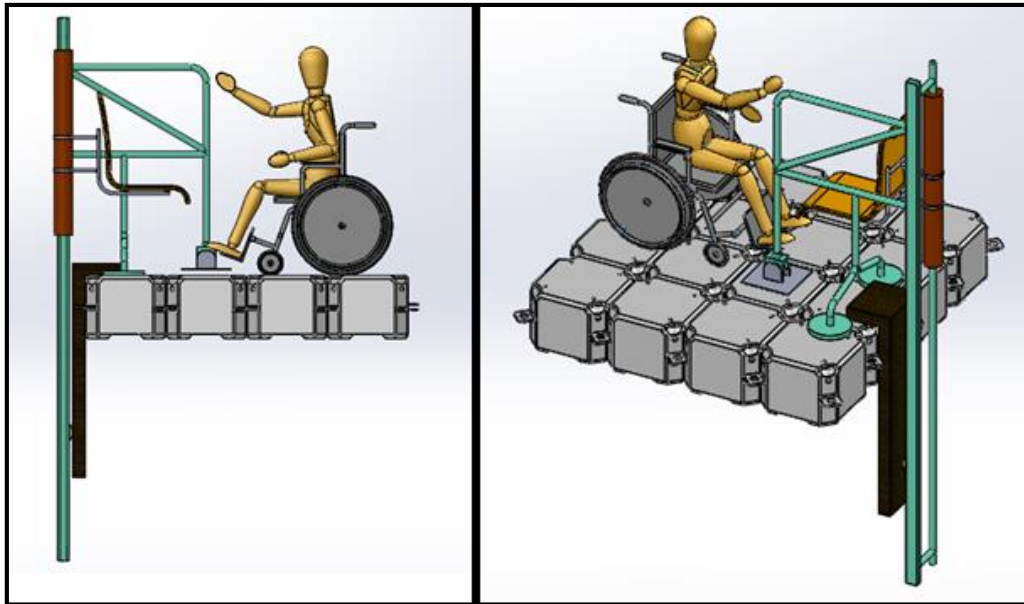


Figura 62. Vistas del diseño final del soporte de la silla

En la Figura 62 se puede observar que el tramo de viga del nuevo apoyo se bifurca, antes de llegar a la cubierta, en dos tramos que terminan en una base redonda dotada con una generosa superficie de contacto. Ello se debe al intento de reducir la presión sobre los MFE's, cuya presión de diseño es de 0,088 MPa.

Con una fuerza axial de 4039 N, en la condición de carga máxima, sobre el tramo de viga del nuevo apoyo, se convierte en la reacción de mayor magnitud del sistema de fuerzas. Es por esta razón que ha sido necesario dividirla entre dos puntos de apoyo con bases de extensa superficie.

La presión resultante sobre un punto de apoyo del nuevo apoyo integrado, cuando un usuario de 120 Kg hace uso de la silla hidráulica, es de 0,082 MPa, inferior a la máxima permitida sobre el área superior del módulo. Esta situación se da cuando en la fase de descenso o ascenso, la silla se posiciona perpendicularmente respecto al soporte.

Con el fin de que la base de los puntos de apoyo logren un contacto total con la cubierta y, así conseguir que la presión se comporte como estaba previsto, los puntos de apoyo estarán articulados, aunque en las figuras no se visualice tal articulación.

6.2.7 Estructura de aneión a la plataforma

Este apartado pretende dar una idea de cómo rigidizar la subunidad 2 para que se comporte como un sólido bloque flotante y, así se comporte conforme a lo calculado en Estabilidad del artefacto flotante.

La estructura será una especie de emparrillado con secciones rectangulares huecas que se apoyara sobre el nivel de módulos inferior y estará sujeto por el superior mediante componentes de acero y roscados, no por los convencionales pines conectores de HDPE.

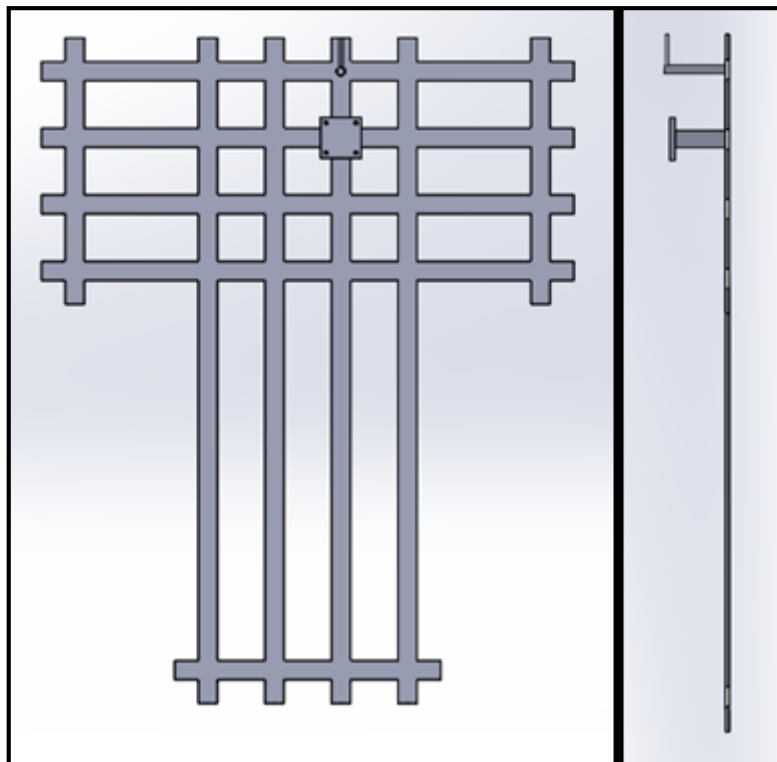


Figura 63. Vista del emparrillado superior (izquierda) y perfil (derecha)

La estructura pasará por los cortes por extrusión practicados en el MFE en su diseño preliminar, ver Figura 64.

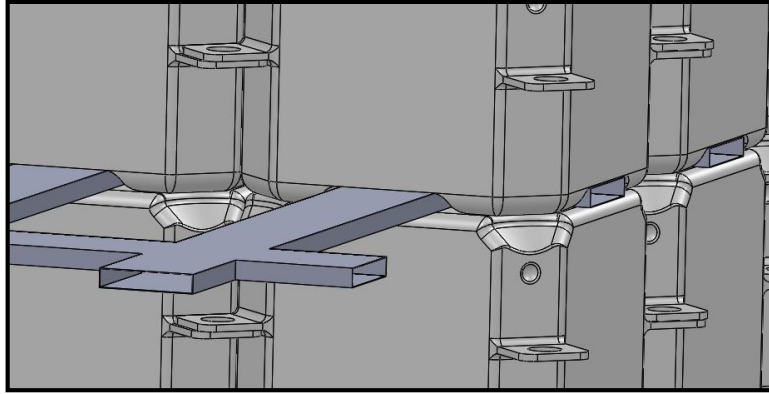


Figura 64. Acoplamiento entre emparrillado y módulos

Los dos elementos del emparrillado que se elevan en el eje Z, son los puntos de aneji3n. El primero, con forma de placa cuadrada, es el punto de aneji3n del soporte de la silla hidr3ulica; se acopla con la placa de apoyo articulado del soporte y se asegura mediante pernos. El segundo sirve para anejar el punto de apoyo ajeno al soporte, que no es m3s que una tabla de madera que sirve de apoyo a la ruedecita situada en la parte inferior del soporte (dentro del agua).

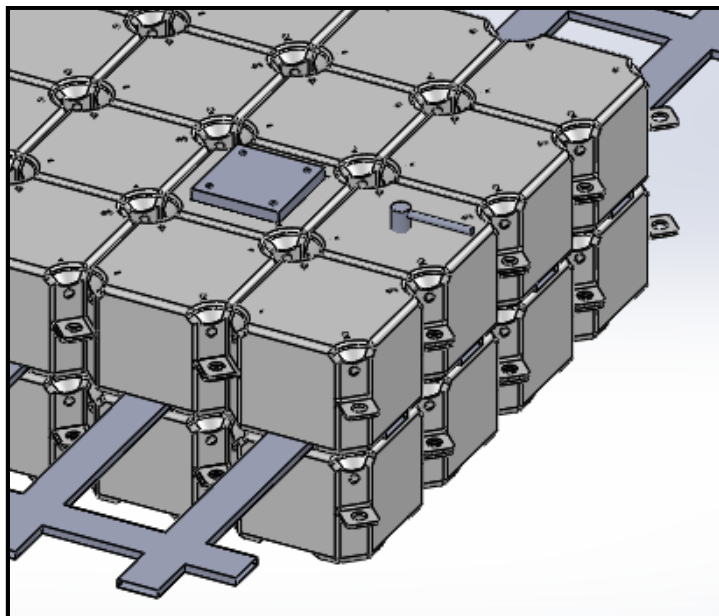


Figura 65. Puntos de aneji3n

Los puntos de aneji3n atraviesan el nivel superior de m3dulos y llegan a la cubierta, mediante unas configuraciones especiales de MFE's. Se trata de configuraciones de m3dulos que en su

centro tienen practicada una perforación cilíndrica. Dichas configuraciones, debido a su complejidad geométrica, tendrán que producirse mediante la técnica del rotomoledeo.

Para una mayor comprensión de la idea a mostrar ver Estructura entre niveles (Emparrillado).

Conclusiones

El trabajo realizado en este proyecto pone de manifiesto las siguientes conclusiones:

- Es preciso realizar pruebas físicas de los modelos diseñados con el propósito de verificar los cálculos teóricos. En caso contrario, se expondría a los usuarios a un cierto nivel de riesgo.
- La evaluación del comportamiento en el mar de una Plataforma de sistema modular constituida con los MFE aquí diseñados y con las condiciones de carga definidas en el presente trabajo, debe ser ejecutada, ya que se desconoce la manera en que afectara el movimiento oscilante del oleaje a la estabilidad del conjunto y a la estabilidad del usuario dentro del conjunto de subunidades 1 y algunas subunidades 2 ensambladas. Si no cumpliera con las expectativas y los criterios de estabilidad, se requeriría volver a la mesa de diseño y buscar soluciones alternativas, modificando los modelos o implementando sistemas que aumenten la estabilidad del artefacto flotante.

El proyecto en sí, demanda una parte de experimentación importante, ya que se basa en un tipo de tecnología relativamente reciente y desconocida, solo al alcance de algunas empresas que han invertido un importante capital para desarrollarla. La información disponible al público acerca del funcionamiento detallado de las plataformas de sistema modular es nula, por ello este trabajo se ha fundamentado en hipótesis basadas en la información comercial de las páginas web de las principales marcas y en videos dónde se visualiza el comportamiento de una plataforma de carácter modular ante distintos oleajes. De he hecho, las empresas solicitan estudios de sus productos a institutos dotados con las instalaciones pertinentes para llevar a cabo ensayos hidrodinámicos y de comportamiento en el mar.

- A título personal, este trabajo fin de grado, me ha aportado el descubrimiento de una nueva fuente de herramientas pragmáticas con las que abordar un problema de

cálculo de estructuras hiperestáticas y de geometrías complejas, mediante sencillas ecuaciones y parámetros tabulados; Fórmulas de Rorak [1].

También, he consolidado conceptos del método de los elementos finitos vistos en la asignatura de "Cálculo numérico", debido al necesario uso del método de la rigidez para solventar una determinada configuración de vigas y cargas, representando el problema mediante una matriz de rigidez global de dimensión considerable en soporte Excel.

El cálculo del equilibrio y de la estabilidad dinámica llevado a cabo, ha reforzado mis conocimientos en el campo de la estabilidad y en el dominio de los programas Maxsurf Modeler y Maxsurf Stability.

El diseño de los modelos en Solidworks, me ha permitido, durante toda la duración del proyecto, no perder el contacto con el manejo del programa desde que terminé el curso de Solidworks en la Fundació CIM.

Por otra parte, la memoria de este trabajo me permitirá en un futuro realizar informes y memorias de otros proyectos con más facilidad y con mayor calidad, ya que, para mi sorpresa y quizás un poco tarde, he descubierto y hecho uso de herramientas muy prácticas para el diseño y desarrollo de documentos en Word.

Finalmente, mencionar que, realizar este proyecto ha sido una experiencia muy provechosa porque he aprendido a trabajar y a terminar un proyecto con el que, en la mayoría de ocasiones, no estaba a gusto, sobretodo porque la idea de hacerlo en un margen de tiempo limitado me sugería un trabajo que, a su terminación, lo podría mejorar mucho y, a veces, en el futuro, me tocará invertir mucho tiempo en una tarea profesional o en algún proyecto que, a nivel personal, no satisfaga mi interés, pero que se tendrá que hacer.

Bibliografía

- [1] C. Young, W., & G. Budynas, R. (2002). *Roark's Formulas for Stress and Strain*. New York: McGraw-Hill.
- [2] Cervera Ruiz, M., & Blanco Díaz, E. (2001). *Mecánica de estructuras, Libro 1, Resistencia de materiales*. Barcelona: Edicions UPC.
- [3] Cervera Ruiz, M., & Blanco Díaz, E. (2002). *Mecánica de estructuras, Libro 2, Métodos de análisis*. Barcelona: Edicions UPC.
- [4] Compass. (2015). *Biblioteca de secciones genéricas de Ramseries*. Barcelona, España: Compass.
- [5] DNV, & GL. (s.f.). *DNV & GL Rules and Standards*. Recuperado el 8 de 2015, de DNV & GL: <https://www.dnvgl.com/rules-standards/>
- [6] España, G. d. (s.f.). *Dirección General de Protección Civil y Emergencias* . Recuperado el 21 de Agosto de 2015, de <http://www.proteccioncivil.org/catalogo/carpeta02/carpeta24/vademecum12/vdm006.htm#1>
- [7] España, G. d. (s.f.). *IDAE*. Recuperado el septiembre de 2015, de Instituto para diversificación y ahorro de la energía: <http://www.idae.es/>

Anexo 1 Regresiones lineales del estudio de mercado

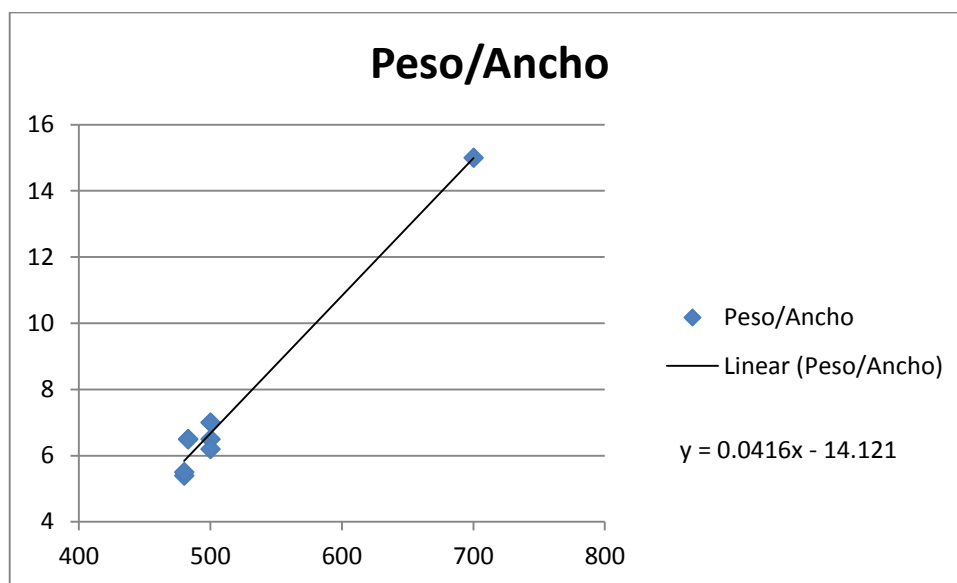


Figura A 1. Regresión lineal Peso vs Ancho

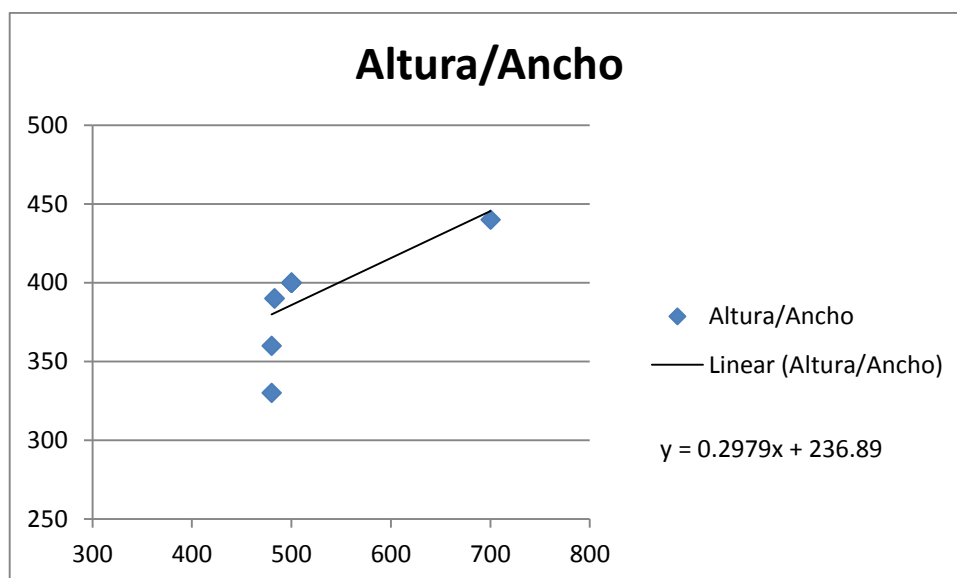


Figura A 2. Regresión lineal Altura vs Ancho

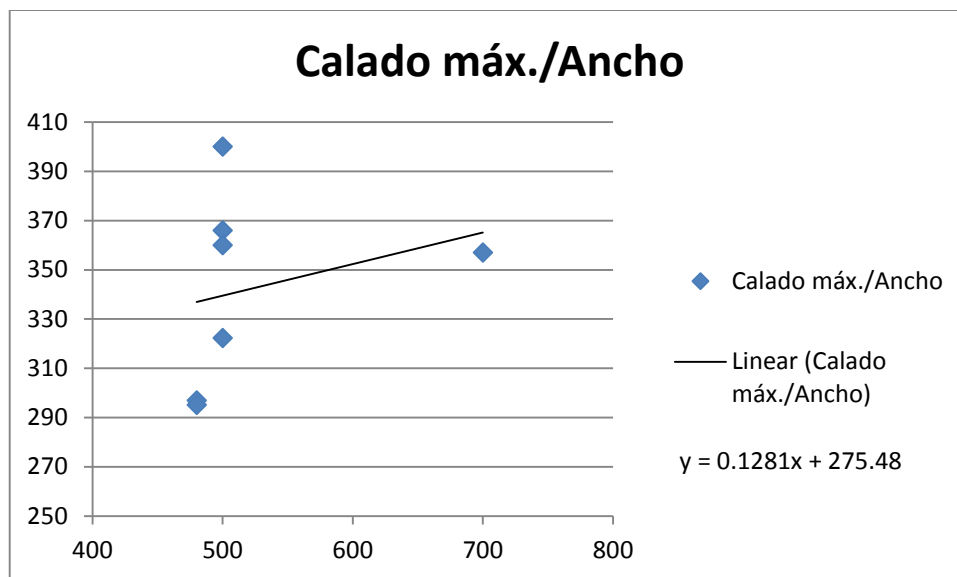


Figura A 3. Regresión lineal Calado máximo vs Ancho

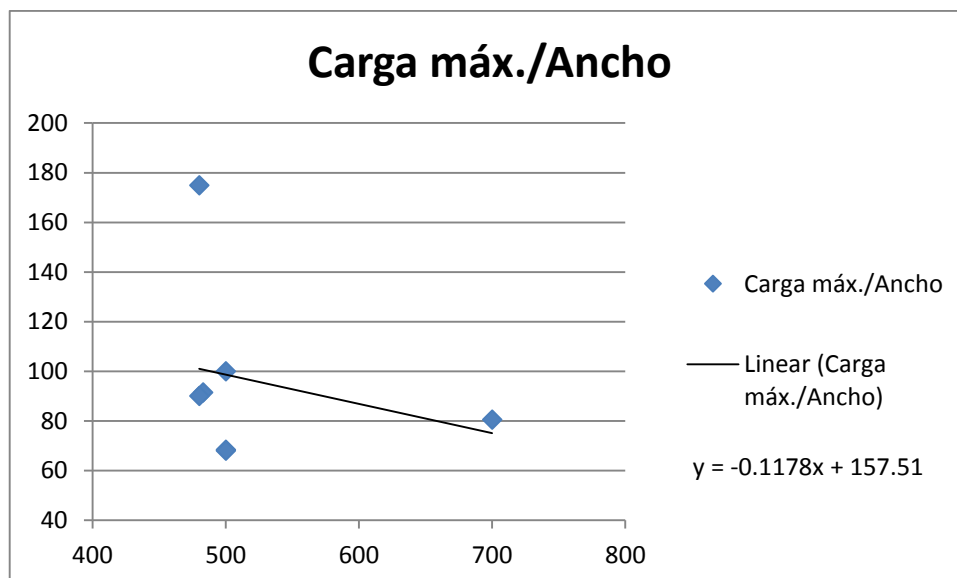


Figura A 4. Regresión lineal Carga máxima vs Ancho

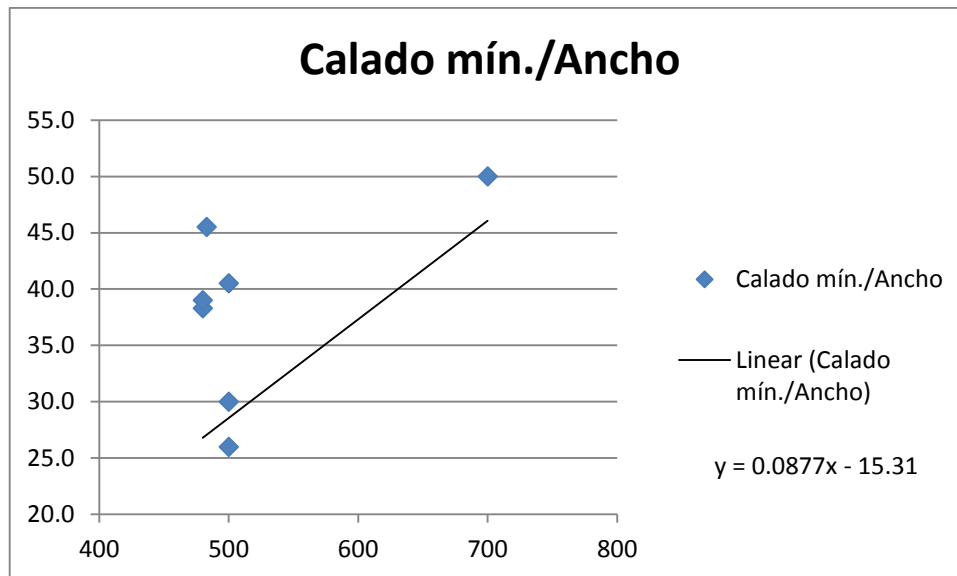


Figura A 5. Regresión lineal Calado mínimo vs Ancho

Anexo 2 Informes de estabilidad

A2.1 Subunidad 1: caso 1

Equilibrium Calculation - 4 módulos 1 nivel

Stability 20.00.05.47, build: 47

Model file: C:\Users\guillem.larred\Desktop\PFG\4 modulos 1 nivel (Medium precision, 57 sections, Trimming off, Skin thickness not applied). Long. datum: MS; Vert. datum: Baseline.
Analysis tolerance - ideal(worst case): Disp.‰: 0,01000(0,100); Trim%(LCG-TCG): 0,01000(0,100); Heel%(LCG-TCG): 0,01000(0,100)

Loadcase - a 10 cm del borde, 1 m de altura, 120 kg

Damage Case - Intact

Free to Trim

Specific gravity = 1,025; (Density = 1,025 tonne/m³)

Fluid analysis method: Use corrected VCG

Item Name	Quantity	Unit Mass tonne	Total Mass tonne	Unit Volume m ³	Total Volume m ³	Long. Arm m	Trans. Arm m	Vert. Arm m	Total FSM tonne.m	FSM Type
Lightship	1	0,024	0,024			0,000	0,000	0,185	0,000	User Specified
item	1	0,120	0,120			0,000	0,370	1,370	0,000	User Specified
Total Loadcase			0,144	0,000	0,000	0,000	0,308	1,172	0,000	
FS correction								0,000		
VCG fluid								1,172		

Tabla A 1. Condición de carga subunidad 1: caso1

Draft Amidships m	-0,213
Displacement t	0,1440
Heel deg	167,3
Draft at FP m	-0,213
Draft at AP m	-0,213
Draft at LCF m	-0,213
Trim (+ve by stern) m	0,000
WL Length m	0,946
Beam max extents on WL m	0,970
Wetted Area m ²	1,489
Waterpl. Area m ²	0,917
Prismatic coeff. (Cp)	1,000
Block coeff. (Cb)	0,596
Max Sect. area coeff. (Cm)	0,596

Waterpl. area coeff. (Cwp)	1,000
LCB from zero pt. (+ve fwd) m	0,000
LCF from zero pt. (+ve fwd) m	0,000
KB m	0,279
KG fluid m	1,172
BMt m	0,512
BML m	0,487
GMt corrected m	1,427
GML m	1,402
KMt m	-0,220
KML m	-0,196
Immersion (TPc) tonne/cm	0,009
MTc tonne.m	0,002
RM at 1deg = GMt.Disp.sin(1) tonne.m	0,004
Max deck inclination deg	167,2989
Trim angle (+ve by stern) deg	0,0000

Tabla A 2. Cálculo hidrostático subunidad 1: caso1

A2.2 Subunidad 1: caso 2

Equilibrium Calculation - 4 módulos y 2 niveles

Stability 20.00.05.47, build: 47

Model file: C:\Users\guillem.larred\Desktop\PFG\4 modulos y 2 niveles (Medium precision, 57 sections, Trimming off, Skin thickness not applied). Long. datum: MS; Vert. datum: Baseline.
Analysis tolerance - ideal(worst case): Disp. %: 0,01000(0,100); Trim%(LCG-TCG): 0,01000(0,100); Heel%(LCG-TCG): 0,01000(0,100)

Loadcase - a 10 cm del borde, 1m de altura, 120 kg

Damage Case - Intact

Free to Trim

Specific gravity = 1,025; (Density = 1,025 tonne/m³)

Fluid analysis method: Use corrected VCG

Item Name	Quantity	Unit Mass tonne	Total Mass tonne	Unit Volume m ³	Total Volume m ³	Long. Arm m	Trans. Arm m	Vert. Arm m	Total FSM tonne.m	FSM Type
Lightship	1	0,048	0,048			0,000	0,000	0,370	0,000	User Specified
item	1	0,120	0,120			0,000	0,370	1,740	0,000	User Specified
Total Loadcase			0,168	0,000	0,000	0,000	0,264	1,349	0,000	
FS correction								0,000		
VCG fluid								1,349		

Tabla A 3. Condición de carga subunidad 1: caso 2

--	--

Draft Amidships m	-0,557
Displacement t	0,1680
Heel deg	166,7
Draft at FP m	-0,557
Draft at AP m	-0,557
Draft at LCF m	-0,557
Trim (+ve by stern) m	0,000
WL Length m	0,946
Beam max extents on WL m	0,972
Wetted Area m ²	1,588
Waterpl. Area m ²	0,920
Prismatic coeff. (Cp)	1,000
Block coeff. (Cb)	0,621
Max Sect. area coeff. (Cm)	0,621
Waterpl. area coeff. (Cwp)	1,000
LCB from zero pt. (+ve fwd) m	0,000

LCF from zero pt. (+ve fwd) m	0,000
KB m	0,637
KG fluid m	1,349
BMt m	0,442
BML m	0,418
GMt corrected m	1,173
GML m	1,149
KMt m	0,207
KML m	0,230
Immersion (TPc) tonne/cm	0,009
MTc tonne.m	0,002
RM at 1deg = GMt.Disp.sin(1) tonne.m	0,003
Max deck inclination deg	166,7056
Trim angle (+ve by stern) deg	0,0000

Tabla A 4. Cálculo hidrostático subunidad 1: caso 2

A2.3 Subunidad 1: caso 3

Equilibrium Calculation - 16 módulos 1 nivel

Stability 20.00.05.47, build: 47

Model file: C:\Users\guillem.larred\Desktop\PFG\16 modulos 1 nivel (Medium precision, 59 sections, Trimming off, Skin thickness not applied). Long. datum: MS; Vert. datum: Baseline.
Analysis tolerance - ideal(worst case): Disp.‰: 0,01000(0,100); Trim‰(LCG-TCG): 0,01000(0,100); Heel‰(LCG-TCG): 0,01000(0,100)

Loadcase - a 10cm del borde, 1m de altura, 120 kg

Damage Case - Intact

Free to Trim

Specific gravity = 1,025; (Density = 1,025 tonne/m³)

Fluid analysis method: Use corrected VCG

Item Name	Quantity	Unit Mass tonne	Total Mass tonne	Unit Volume m ³	Total Volume m ³	Long. Arm m	Trans. Arm m	Vert. Arm m	Total FSM tonne.m	FSM Type
Lightship	1	0,096	0,096			0,000	0,000	0,185	0,000	User Specified
item	1	0,120	0,120			0,000	0,846	1,370	0,000	User Specified
Total Loadcase			0,216	0,000	0,000	0,000	0,470	0,843	0,000	
FS correction								0,000		
VCG fluid								0,843		

Tabla A 5. Condición de carga subunidad 1: caso 3

--	--

Draft Amidships m	-0,314
Displacement t	0,2160
Heel deg	174,9
Draft at FP m	-0,314
Draft at AP m	-0,314
Draft at LCF m	-0,314
Trim (+ve by stern) m	0,000
WL Length m	1,900
Beam max extents on WL m	1,585
Wetted Area m ²	3,489
Waterpl. Area m ²	3,012
Prismatic coeff. (Cp)	1,000
Block coeff. (Cb)	0,500
Max Sect. area coeff. (Cm)	0,500
Waterpl. area coeff. (Cwp)	1,000
LCB from zero pt. (+ve fwd) m	0,000

LCF from zero pt. (+ve fwd) m	0,000
KB m	0,323
KG fluid m	0,843
BMt m	2,992
BML m	4,299
GMt corrected m	3,515
GML m	4,822
KMt m	-2,657
KML m	-3,959
Immersion (TPc) tonne/cm	0,031
MTc tonne.m	0,005
RM at 1deg = GMt.Disp.sin(1) tonne.m	0,013
Max deck inclination deg	174,9149
Trim angle (+ve by stern) deg	0,0000

Tabla A 6. Cálculo hidrostático subunidad 1: caso 3

A2.4 Subunidad 1: caso 4

Equilibrium Calculation - 16 módulos y 2 niveles

Stability 20.00.05.47, build: 47

Model file: C:\Users\guillem.larred\Desktop\PFG\16 modulos y 2 niveles (Medium precision, 59 sections, Trimming off, Skin thickness not applied). Long. datum: MS; Vert. datum: Baseline.
Analysis tolerance - ideal(worst case): Disp. %: 0,01000(0,100); Trim%(LCG-TCG): 0,01000(0,100); Heel%(LCG-TCG): 0,01000(0,100)

Loadcase - a 10cm del borde, 1m de altura, 120 kg

Damage Case - Intact

Free to Trim

Specific gravity = 1,025; (Density = 1,025 tonne/m³)

Fluid analysis method: Use corrected VCG

Item Name	Quantity	Unit Mass tonne	Total Mass tonne	Unit Volume m ³	Total Volume m ³	Long. Arm m	Trans. Arm m	Vert. Arm m	Total FSM tonne.m	FSM Type
Lightship	1	0,192	0,192			0,000	0,000	0,370	0,000	User Specified
item	1	0,120	0,120			0,000	0,846	1,740	0,000	User Specified
Total Loadcase			0,312	0,000	0,000	0,000	0,325	0,897	0,000	
FS correction								0,000		
VCG fluid								0,897		

Tabla A 7. Condición de carga subunidad 1: caso 4

--	--

Draft Amidships m	0,080
Displacement t	0,3120
Heel deg	7,7
Draft at FP m	0,080
Draft at AP m	0,080
Draft at LCF m	0,080
Trim (+ve by stern) m	0,000
WL Length m	1,900
Beam max extents on WL m	1,552
Wetted Area m ²	3,639
Waterpl. Area m ²	2,949
Prismatic coeff. (Cp)	1,000
Block coeff. (Cb)	0,500
Max Sect. area coeff. (Cm)	0,500
Waterpl. area coeff. (Cwp)	1,000
LCB from zero pt. (+ve fwd) m	0,000

LCF from zero pt. (+ve fwd) m	0,000
KB m	0,069
KG fluid m	0,897
BMt m	1,946
BML m	2,915
GMt corrected m	1,111
GML m	2,080
KMt m	1,997
KML m	2,958
Immersion (TPc) tonne/cm	0,030
MTc tonne.m	0,003
RM at 1deg = GMt.Disp.sin(1) tonne.m	0,006
Max deck inclination deg	7,7117
Trim angle (+ve by stern) deg	0,0000

Tabla A 8. Cálculo hidrostático subunidad 1: caso 4

Stability Calculation - 16 módulos y 2 niveles

Stability 20.00.05.47, build: 47

Model file: C:\Users\guillem.larred\Desktop\PFG\16 modulos y 2 niveles (Medium precision, 59 sections, Trimming off, Skin thickness not applied). Long. datum: MS; Vert. datum: Baseline.
Analysis tolerance - ideal(worst case): Disp.%, 0,01000(0,100); Trim%(LCG-TCG): 0,01000(0,100); Heel%(LCG-TCG): 0,01000(0,100)

Loadcase - a 10cm del borde, 1m de altura, 120 kg

Damage Case - Intact

Free to Trim

Specific gravity = 1,025; (Density = 1,025 tonne/m³)

Fluid analysis method: Use corrected VCG

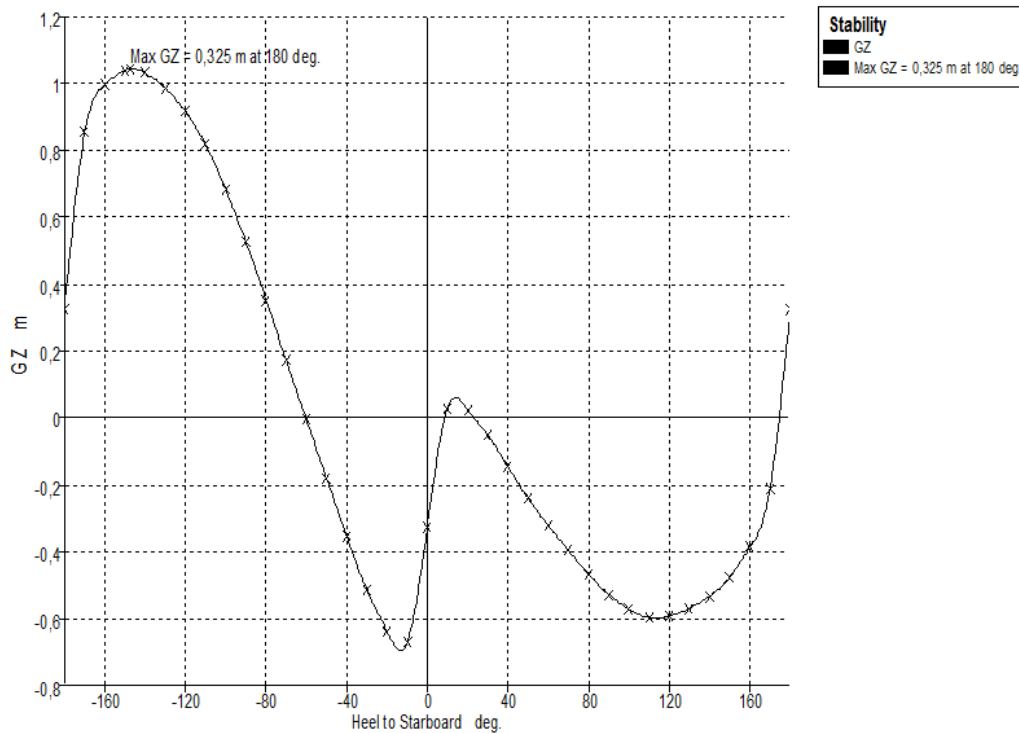


Figura A 6. Gráfica Brazo adrizante vs Escora; subunidad 1: caso 4

A2.5 Subunidad 2: caso 1

Equilibrium Calculation - ROLL- 56 módulos y 2 niveles

Stability 20.00.05.47, build: 47

Model file: C:\Users\guillem.larred\Desktop\PFG\ROLL (Medium precision, 59 sections, Trimming off, Skin thickness not applied). Long. datum: MS; Vert. datum: Baseline. Analysis tolerance - ideal(worst case): Disp.‰: 0,01000(0,100); Trim‰(LCG-TCG): 0,01000(0,100); Heel‰(LCG-TCG): 0,01000(0,100)

Loadcase - Loadcase 2

Damage Case - Intact

Free to Trim

Specific gravity = 1,025; (Density = 1,025 tonne/m³)

Fluid analysis method: Use corrected VCG

Item Name	Quantity	Unit Mass tonne	Total Mass tonne	Unit Volume m ³	Total Volume m ³	Long. Arm m	Trans. Arm m	Vert. Arm m	Total FSM tonne.m	FSM Type
Lightship	1	0,672	0,672			0,400	0,000	0,370	0,000	User Specified
silla+persona	1	0,170	0,170			2,860	0,000	1,240	0,000	User Specified
contrapeso	1	0,199	0,199			-1,700	0,000	0,740	0,000	User Specified
Total Loadcase			1,041	0,000	0,000	0,400	0,000	0,583	0,000	
FS correction								0,000		
VCG fluid								0,583		

Tabla A 9. Condición de carga subunidad 2: caso 1

Draft Amidships m	0,081
Displacement t	1,041
Heel deg	0,0
Draft at FP m	0,080
Draft at AP m	0,082
Draft at LCF m	0,081
Trim (+ve by stern) m	0,001
WL Length m	4,740
Beam max extents on WL m	3,780

Wetted Area m ²	13,800
Waterpl. Area m ²	12,576
Prismatic coeff. (Cp)	0,702
Block coeff. (Cb)	0,695
Max Sect. area coeff. (Cm)	1,000
Waterpl. area coeff. (Cwp)	0,702
LCB from zero pt. (+ve fwd) m	0,400
LCF from zero pt. (+ve fwd) m	0,407
KB m	0,040
KG fluid m	0,583
BMt m	10,055
BML m	22,654
GMt corrected m	9,513
GML m	22,112
KMt m	10,095
KML m	22,695

Immersion (TPc) tonne/cm	0,129
MTc tonne.m	0,049
RM at 1deg = GMt.Disp.sin(1) tonne.m	0,173
Max deck inclination deg	0,0172
Trim angle (+ve by stern) deg	0,0172

Tabla A 10. Cálculo hidrostático subunidad 2: caso 1

Stability Calculation - ROLL-56 módulos y 2 niveles

Stability 20.00.05.47, build: 47

Model file: C:\Users\guillem.larred\Desktop\PFG\ROLL (Medium precision, 59 sections, Trimming off, Skin thickness not applied). Long. datum: MS; Vert. datum: Baseline. Analysis tolerance - ideal(worst case): Disp.‰: 0,01000(0,100); Trim‰(LCG-TCG): 0,01000(0,100); Heel‰(LCG-TCG): 0,01000(0,100)

Loadcase - Loadcase 2

Damage Case - Intact

Free to Trim

Specific gravity = 1,025; (Density = 1,025 tonne/m³)

Fluid analysis method: Use corrected VCG

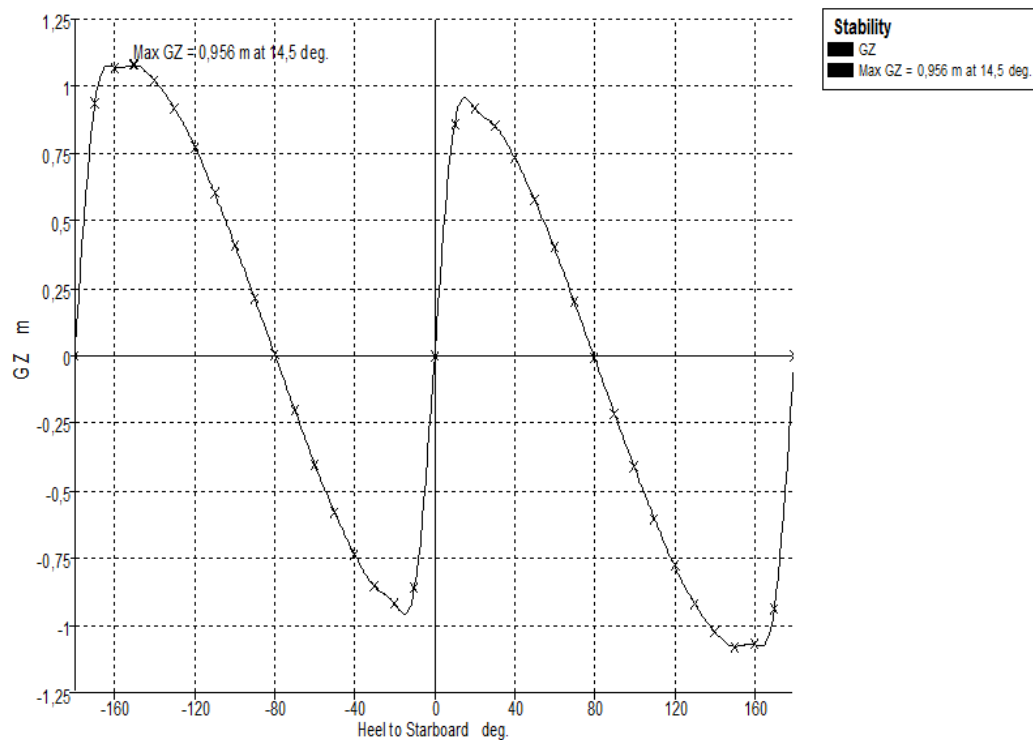


Figura A 7. Gráfica Brazo adrizante vs Escora; subunidad 2: caso 1

Anexo 3 Estructura entre niveles (Emparrillado)

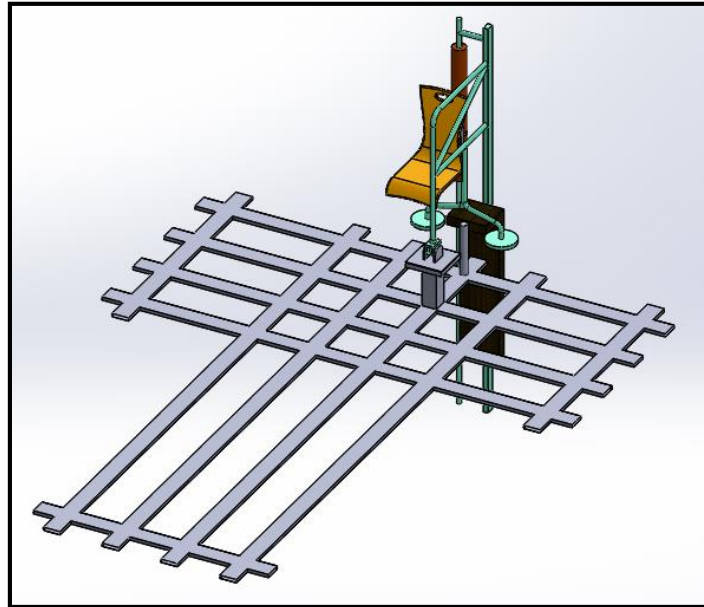


Figura A 8. Emparrillado y silla hidráulica

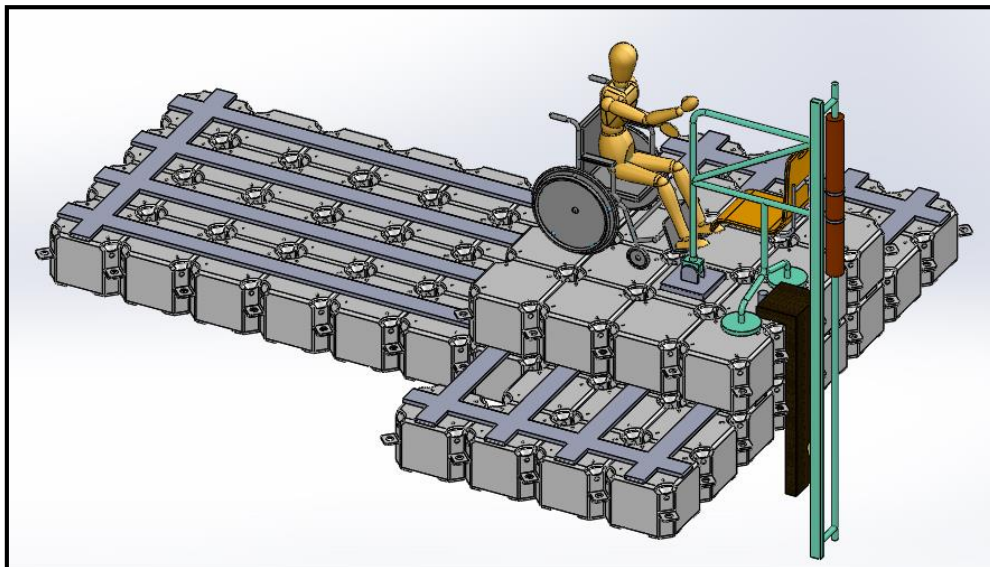


Figura A 9. visualización general del acoplamiento de los componentes de la subunidad 2

